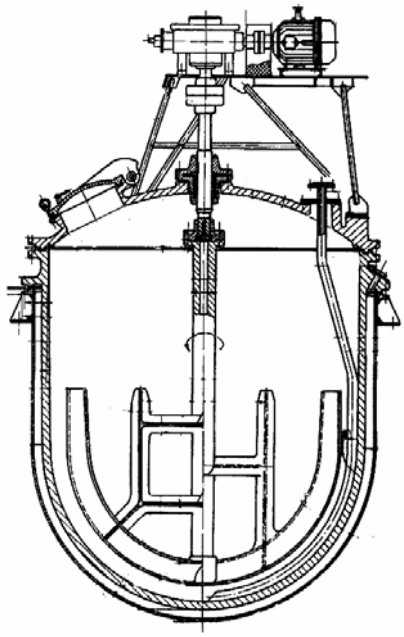
VASILE PALADE **DUMITRU PANȚURU**

RECIPIENTE CU DISPOZITIVE DE AMESTECARE

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE



EDITURA NAȚIONAL

Vasile **PALADE** Dumitru **PANȚURU**

RECIPIENTE CU DISPOZITIVE DE AMESTECARE

This work presents the main engineering and design issues for the most important equipment’s pressured container and heat exchanger types used in food industry processes.

The book is use full for mechanical engineers interested in designing, engineering and operating of technological equipment’s for process industries, as well as for the students of Tehnological Equipment’s in Food Industry.

Dr.ing. **Vasile PALADE** Dr.ing.**Dumitru PANȚURU**

RECIPIENTE CU DISPOZITIVE DE AMESTECARE

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE

EDITURA NAȚIONAL
Bucureşti, 2002

În lucrare sunt tratate principalele probleme constructive şi de calcul ale celor mai importante utilaje de tip recipient sub presiune întâlnite în industriile de proces, cu respectarea strictă a instrucțiunilor C4.

Îndrumarul de față se adresează studenților de la secțiile de utilaj tehnologic de proces, fiind utilă atât în rezolvarea proiectului de la disciplina „Aparate tubulare şi recipiente" cât şi în rezolvarea temelor de la proiectul de diplomă. De asemenea este adresată inginerilor mecanici preocupați de proiectarea, construcția şi exploatarea utilajelor tehnologice pentru industrii de proces.

Criteriile de proiectare prezentate urmăresc o alegere corectă a materialelor, o stabilire corespunzătoare a dimensiunilor şi a formei pentru reducerea consumurilor specifice şi pentru o fiabilitate corespunzătoare.

Autorii aduc mulțumiri tuturor colegilor, specialişti în proiectare şi execuție, care le-au acordat sprijin pentru realizarea acestei lucrări şi rămân receptivi la toate observațiile şi sugestiile privind conținutul ei.

Autorii

Referenți ştiințifici: Prof.univ.dr.ing. Liviu Palaghian

Tehnoredactare computerizată: Vasile **Palade**

Bun de tipar
ISBN

Tipărit:

CUPRINS

1. Dimensionarea recipientului cu manta de încălzire 7
1.1 Generalități 7
1.2 Corp recipient 8
1.2.1 Elemente constructive 8
1.2.2 Calcul de rezistență 10
1.2.3 Calcul de verificare 14
1.3 Mantaua de încălzire 14
1.3.1 Calcul de rezistență 14
1.3.2 Calcul de verificare 15
2. Funduri şi capace. Elemente constructive şi calcul de rezistență 16
2.1 Generalități 16
2.2 Funduri şi capace elipsoidale 16
2.2.1 Elemente constructive 16
2.2.2 Calcul de rezistență 17
2.3 Funduri şi capace sferice cu racordare (mâner de coş) 19
2.3.1 Elemente constructive 19
2.3.2 Calcul de rezistență 19
2.4 Funduri şi capace tronconice 20
2.4.1 Elemente constructive 20
2.4.2 Calcul de rezistență 24
3. Construcția şi calculul asamblărilor cu flanşă 26
3.1 Elemente constructive 26
3.1.1 Generalități 26
3.1.2 Flanşe pentru recipiente 26
3.1.3 Materiale 31
3.2 Calculul de rezistență al asamblărilor cu flanşe 32
3.2.1 Generalități 32
3.2.2 Verificarea şuruburilor de strângere a flanşelor 33
3.2.3 Verificarea garniturilor 39
3.2.4 Verificarea flanşelor 39
4. Racorduri şi bosaje 45
4.1 Elemente constructive 45
4.2 Alegerea racordurilor 46
4.2.1 Țeava 46
4.2.2 Flanşa 46
4.2.3 Garnituri de etanşare 48
4.2.4 Flanşa oarbă 49

4.3 Alegerea bosajelor 51
4.4 Calculul de compensare a orificiilor 53
4.4.1 Domeniul de aplicare 53
4.4.2 Calculul de compensare a orificiilor izolate 54
4.4.3 Dimensionarea inelului de compensare 54
5. Aparate de măsură şi control. Dispozitive de siguranță 57
5.1 Aparate de măsură şi control 57
5.1.1 Manometre 57
5.1.2 Termocuple 58
5.1.3 Indicatoare de nivel 61
5.2 Supape de siguranță 62
5.2.1 Alegerea supapei de siguranță 62
5.2.2 Elemente de calcul 63
6. Suporturi pentru recipiente 68
6.1 Suporturi pentru recipiente verticale 68
6.1.1 Generalități 68
6.1.2 Suporturi laterale 68
6.1.3 Suporturi picior 73
6.2 Suporturi pentru recipiente orizontale 78
7. Dimensionarea dispozitivului de amestecare 82
7.1. Alegerea mecanismului de acționare 82
7.2 Dimensionarea dispozitivului de amestecare a amestecătorului 86
7.2.1 Arborele amestecătorului 86
7.2.2 Alegerea sistemului de rezemare 88
7.2.3 Alegerea suportului 93
7.2.4 Dimensionarea cutiei de etanşare 96
7.3 Tipuri de amestecătoare rotative verticale 100
7.3.1 Amestecătoare cu brațe 100
7.3.2 Amestecătoare cu paletă 103
7.3.3 Amestecătoare tip cadru 103
7.3.4 Amestecătoare tip ancoră 106
7.3.5 Amestecătoare turbină disc 108
7.3.6 Amestecătoare tip elice 108
7.3.7 Amestecătoare tip Impeller 111
7.4 Alegerea şi verificarea cuplajului 112
7.4.1 Alegerea cuplajului 112
7.4.2 Verificarea cuplajului 113
8.Montarea şi exploatarea recipientelor sub presiune 114
Anexe 116
Bibliografie 129

1. DIMENSIONAREA RECIPIENTULUI CU MANTA DE ÎNCĂLZIRE

1.1 Generalități

Recipientul cu manta de încălzire (fără dispozitiv de amestecare) are schema din fig.1.1. Reprezentarea completã, cu dispozitiv de amestecare, se prezintã în Anexa 1.

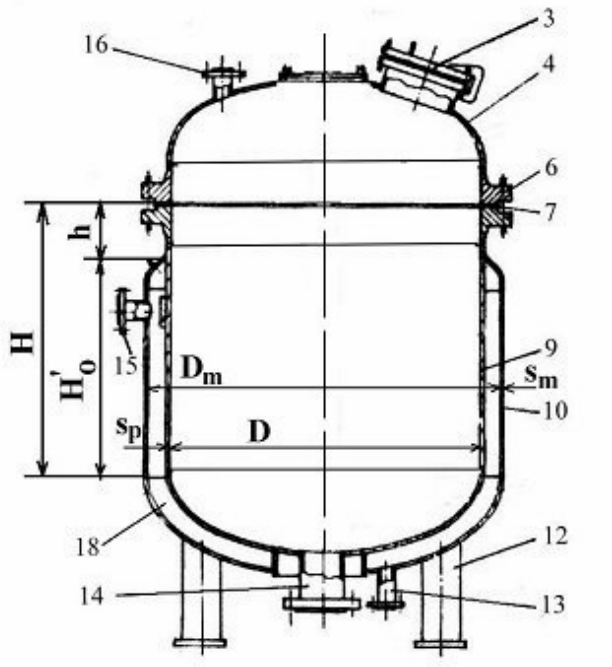


Fig. 1.1

3 – gură de verificare; 4 – capac; 6 – flanşă; 7 - garnitură; 9 – corp recipient; 10 – corp manta; 12 – suport; 13 – racord evacuare condensat; 14 – racord de golire; 15 –racord pentru intrarea agentului termic; 16 – racord alimentare; 18 – fund recipient

In calculul înălțimii H a părții cilindrice a recipientului nu se ia în considerare volumul ocupat de fund şi capac (recipientul nu funcționează niciodată plin, fiind necesar un spațiu gol pentru vaporii ce se degajă).

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} \quad [\text{m}], \tag{1.1}$$

unde: V - volumul recipientului, m^3 ;

D - diametrul recipientului, m.

Înălțimea totală a recipientului va rezulta prin însumarea înălțimilor corpului cilindric, fundului, capacului şi respectiv a dispozitivului de amestecare.

Volumul lichidului din mantaua de încălzire se determină cu relația:

$$V_m = \frac{\pi \cdot (D_m^2 - D^2)}{4} \cdot H_0{}' \cdot k_0 \quad [\text{m}^3], \tag{1.2}$$

unde: $H_0{}'$ este înălțimea mantalei şi se determină cu relația:

$$H_0{}' = H - h \quad [\text{m}], \tag{1.3}$$

în care: h = (100 … 150) mm şi se alege constructiv.

$k_0 = 1{,}1$ - coeficient ce ține cont de continuarea mantalei pe fundul recipientului.

1.2 Corp recipient

1.2.1 Elemente constructive

Corpul recipientului (poziția 9. fig.1.1), construit în varianta din oțel laminat, se obține prin asamblarea din virole cilindrice. O virolă cilindrică se obține din tablă prin curbare pe valț şi sudare în lungul generatoarei. Lățimea tablei se dispune în lungul generatoarei virolei, astfel ca fibrajul tablei obținut prin laminare să se afle pe direcție inelară, direcția de solicitare maximă.

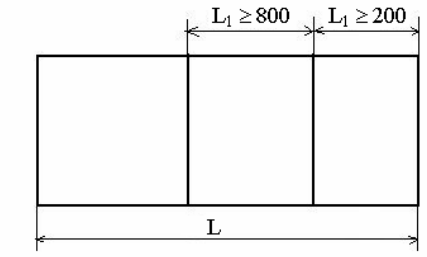


Fig. 1.2

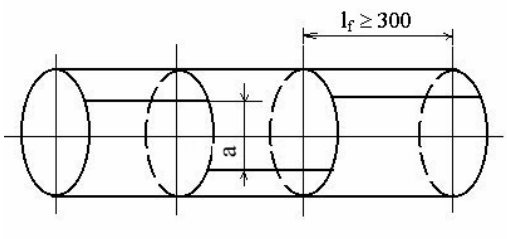


Fig. 1.3

Tablele utilizate au lungimi standardizate (tabelul 1.2). Dacă lungimea necesară *L* (fig.1.2) este mai mare decât lungimea maximă a tablei existente, se recurge la îmbinarea prin sudare a două sau mai multor bucăți de tablă. Acestea trebuie astfel alese încât două cusături vecine ale unei virole să fie la o distanță mai mare de 800 mm; pentru o singură asemenea distanță (măsurată între axele cordoanelor de sudură) se admite o valoare de minimum 200 mm.

Corpul recipientului se obține prin sudarea cap la cap a virolelor cu cordoane de sudură circumferențiale (inelare). Se va urmări să nu existe cordoane în cruce, iar între două cordoane de sudură meridionale a două virole alăturate (fig.1.3) să existe un decalaj "*a*" mai mare decât de trei ori grosimea tablei mai groase ($a > 3s$), însă minimum 100 mm. Virola terminală trebuie să aibă lungimea de cel puțin 300 mm.

Lungimea tablei necesară obținerii unei virole cilindrice este:

$$L = \pi(D + s) \text{ [mm]}, \qquad (1.4)$$

unde: *D* - diametrul nominal al recipientului, mm ; *s* - grosimea tablei, mm .

In tabelul 1.1 se prezintă grosimile minime recomandate pentru virole cilindrice obținute prin vălțuire.

Tabelul 1.1

D, mm	< 400	≥ 400 -1000	≥ 1000 - 2000	≥ 2000 - 4000
s, mm	2	3	4	5

Tabelul 1.2

s mm	Lățimea tablei, mm									
	1000	1250	1500	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
4	x	x	x							
5		x	x							
6		x	x	x	x					
7		x	x	x	x					
8		x	x	x	x					
9	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
10	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Lungimile tablelor se livrează în trepte de 1000 mm în funcție de grosime, între 2 şi 12 m.										

1.2.2 Calcul de rezistență

1.2.2.1 Alegerea materialului

In instalațiile ce lucrează sub presiune trebuie evitat pericolul de rupere. Din acest motiv oțelurile utilizate în construcția acestora trebuie să aibă limita de curgere şi rezistența la rupere la tracțiune mari pentru a satisface parametrii din ce în ce mai ridicați ai instalațiilor, cu grosimi cât mai reduse ale pereților elementelor sub presiune.

Pentru recipiente sub presiune ce lucrează la temperaturi ridicate este necesar să fie garantate proprietățile mecanice la aceste temperaturi. In cazul temperaturilor de lucru scăzute (mai mici de -5^o C) este necesară garantarea limitei de curgere şi a tenacității la aceste temperaturi.

Principalele grupe de oțeluri utilizate în acest domeniu sunt oțelurile destinate tablelor de cazane şi recipiente sub presiune pentru temperaturi ambiantă şi ridicată (STAS 2883/3-88), respectiv pentru temperatură ambiantă şi scăzută (STAS 2883/2 -80).

Caracteristicile mecanice precum şi variația limitei de curgere funcție de temperatură şi grosimea tablei sunt date în tabelele 1.3 şi 1.4 pentru oțelurile destinate tablelor de cazane şi recipiente sub presiune pentru temperaturi ambiantă şi ridicată, respectiv în tabelele 1.5 şi 1.6 pentru temperaturi ambiantă şi scăzută

Tabelul 1.3

Marca oțelului	Limita de curgere, R_c^{20} [MPa]		Rezistența la rupere la tracțiune, R^{20} [MPa]
	Grosimea tablei, s [mm]		
	s ≤ 16	16< s <40	s ≤ 60
K 410	265	255	410...590
K 460	290	285	460...580
K 510	355	345	510...650
16 Mo 3	275	270	540...590
16 Mo 5	275	265	440...590
14 MoCr 10	300	295	440...590
12 MoCr 22	310	300	480...630
12 MoCr 50	-	310	515...690
12 VMoCr 10	-	255	470...640

Tabelul 1.4

Marca oțelului	Grosimea tablei s [mm]	Limita de curgere, R_c^t [MPa]						
		200^0 C	250^0 C	300^0 C	350^0 C	400^0 C	450^0 C	500^0 C
K 410	s ≤ 60	205	185	155	140	130	125	-
K 460	s ≤ 60	245	225	205	175	155	135	-
K 510	s ≤ 60	265	245	225	205	175	155	-
16 Mo 3	s ≤ 10	240	220	195	185	175	170	165
	10 <s ≤ 40	225	205	180	170	160	155	150
16 Mo 5	s ≤ 60	245	226	196	177	167	157	137
14MoCr10	s ≤ 10	255	245	230	215	205	195	190
	10 <s ≤ 40	240	230	215	200	190	180	175
12MoCr22	sub 40mm	245	240	230	215	205	195	185
12MoCr50	sub 75mm	230	225	215	205	195	190	165

Tabelul 1.5

Marca oțelului	Limita de curgere, R_c^{20} [MPa]		Rezistența la rupere la tracțiune R^{20}, [MPa]
	Grosimea tablei, s [mm]		
	s ≤ 16	16< s <40	s ≤ 60
R 37	235	235	360...440
R 44	285	275	430...540
R 52	350	340	510...610

Tabelul 1.6

Marca oțelului	Grosimea tablei s [mm]	Limita de curgere R_c^t [MPa]						
		100^0C	150^0C	200^0C	250^0C	300^0C	350^0C	400^0C
R 37	s ≤ 60	205	185	175	155	135	120	100
R 44	s ≤ 60	245	225	205	185	155	135	120
R 52	s ≤ 60	295	275	255	235	215	195	165

1.2.2.2 Calculul grosimii de proiectare a corpului cilindric

In cazul recipientelor executate din oțel laminat, supuse la presiune interioară, grosimea de proiectare, s_p, se determină cu relația :

$$s_p = \frac{p_c \cdot D}{2 f_a \cdot z - p_c} + c_1 + c_{r1} [\text{mm}], \tag{1.5}$$

unde: $p_c = p_i$ – presiunea de calcul, MPa ;

D - diametrul interior al recipientului, mm ;

f_a – tensiunea admisibilă la temperatura de calcul, MPa (relația 1.7);

c_{r1} - adaos de rotunjire până la grosimea nominală a tablei, adaos ce ține seama de abaterea negativă a tablei, mm, (tabelul 1.7) ;

z - coeficient de rezistență al îmbinării sudate (tabelul 1.8).

c_1 – adaos pentru condițiile de exploatare (coroziune şi/sau eroziune), mm ;

$$c_1 = v_c \cdot a \ [\text{mm}], \tag{1.6}$$

în care: v_c =(0,1...0,15) mm/an - viteza de coroziune pe an ;

a =(18...20) ani - durata de serviciu a utilajului.

Tabelul 1.7

Grosimea tablei, mm	Lățimea tablelor, mm			
	≤1500	> 1500 ≤2000	> 2000 ≤2500	> 2500 ≤3000
	Abaterea limită la grosime, mm			
De la 3 la 5	+0,25 -0,60	-	-	-
De la 5 la 8	+0,25 -0,60	+0,30 -0,70	+0,35 -0,80	+0,40 -0,90
De la 8 la 12	+0,30 -0,80	+0,35 -0,80	+0,50 -0,80	+0,60 -0,90
De la 12 la 25	-	+0,40 -0,90	+0,50 -1,10	+0,60 -1,40
De la 25 la 40	-	+0,60 -1,20	+0,80 -1,30	+0,85 -1,55
Lungimile tablelor se livrează în trepte de 1000 mm în funcție de grosime, între 2 şi 12 m.				

Tabelul 1.8

Nr. crt	Tipul îmbinării sudate	Volumul examinării		
		Total	Parțial	Fără
1.	Îmbinări cap la cap executate automat prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau gaze, pe ambele fețe sau pe o singură față cu completare la rădăcină.	1	0,9	0,8
2.	Idem nr.crt.1, însă executate manual.	0,95	0,85	0,7
3.	Îmbinări cap la cap executate prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau gaze, numai pe o față, fără inel sau placă suport la rădăcină.	-	-	0,6
4.	Idem nr.crt.3, cu inel sau placă suport la rădăcină.	0,9	0,8	0,7

Tensiunea admisibilă f_a se determină cu relația:

$$f_a = \min\left(\frac{R_c^t}{c_{s1}}; \frac{R^{20}}{c_{s2}}\right) \text{ [MPa],} \qquad (1.7)$$

unde:

R_c^t - limita de curgere la temperatura de calcul, MPa, (din tabelele 1.3 şi 1.4, respectiv 1.5 şi 1.6 prin interpolare liniară pentru temperatura dată prin temă);

R^{20} - rezistența la rupere la tracțiune la temperatura de 20^{o}C, MPa, (tab.1.3, 1.5);

c_{s1}=1,5 şi c_{s2}=2.4 - coeficienți de siguranță, pentru oțeluri (cu excepția celor turnate);

Valoarea obținută pentru grosimea de proiectare, s_p , se corelează cu grosimea tablei, conform şirului de valori exprimate în mm: 4 ; 5 ; 6 ; 7 ; 8 ; 9 ; 10; 12; 14 ; 15 ; 16 ; 18 ; 20 ; 22 ; 25 ; 28 ; 30 ; 32 ; 35 ; 38 ; 40.

1.2.3 Calcul de verificare

1.2.3.1 Verificarea aplicabilității formulei pentru calculul grosimii de proiectare.

Relația (1.5) este aplicabilă dacă este îndeplinită condiția :

$$\frac{s_p - c_1}{D} \le 0{,}1 \ . \tag{1.8}$$

1.2.3.2 Verificarea la presiunea de probă hidraulică

Recipientul înainte de a fi livrat trebuie verificat la presiune hidraulică. Proba hidraulică se face în general cu apă, cu recipientul nevopsit şi fără amenajări interioare sau exterioare. Toate cordoanele de sudură exterioare se dau cu var, iar după uscare se face proba la presiunea hidraulică timp de 10 minute.

Presiunea pentru proba hidraulică, p_{ph}, se determină cu relația :

$$p_{ph} = 1{,}25\ p_c \cdot \frac{f_{ap}}{f_a} \ \text{[MPa]}, \tag{1.9}$$

unde:

f_{ap} - tensiunea admisibilă a elementului determinat, pentru presiunea de calcul p_c, la temperatura t, la care are loc încercarea, MPa ;

$$f_{ap} = \frac{R_c^t}{c_{s1}} \ . \tag{1.10}$$

1.2.3.3 Verificarea tensiunilor din virolă la presiunea de probă hidraulică

Pentru ca recipientul să reziste la presiunea hidraulică p_{ph} este necesar a fi îndeplinită condiția :

$$(s_p)_{ph} = \frac{p_{ph} \cdot D}{2z \cdot f_{ap} - p_{ph}} + c_1 \le s_p \ . \tag{1.11}$$

1.3 Mantaua de încălzire

1.3.1 Calcul de rezistență

1.3.1.1 Alegerea materialului

Se vor alege aceleaşi materiale ca pentru corpul recipientului.

1.3.1.2 Calculul grosimii mantalei de încălzire

Se determină cu relația:

$$s_{pm} = \frac{p_m \cdot D_m}{2\, f_a \cdot z - p_m} + c_1 + c_{r1} \text{ [mm]}, \tag{1.12}$$

în care p_m, D_m reprezintă presiunea din manta, respectiv diametrul interior al mantalei, (date prin tema de proiectare). Ceilalți termeni au semnificația din relația 1.5.

1.3.2 Calcul de verificare

1.3.2.1 Verificarea la presiunea de probă hidraulică

Presiunea pentru proba hidraulică, p_{ph}, se determină cu relația :

$$(p_{ph})_m = 1{,}25\, p_m \cdot \frac{f_{ap}}{f_a} \text{ [MPa]}, \tag{1.13}$$

unde f_{ap} este tensiunea admisibilă a elementului determinat, pentru presiunea din manta p_m, la temperatura t_m , la care are loc încercarea, determinată cu relația 1.10, MPa .

2. FUNDURI ŞI CAPACE. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ŞI CALCUL DE REZISTENȚĂ

2.1 Generalități

Alegerea formei capacelor şi fundurilor pentru recipiente depinde de condițiile impuse de procesul fizic sau fizico-chimic din recipient, de presiunea din recipient, precum şi de posibilitățile de fabricare ale uzinei constructoare. Prin fund (poz.18 din fig.1.1) sau capac (poz.4 din fig.1.1) se înțelege elementul care închide extremitățile unei mantale cilindrice sau conice, formând un recipient.

După profilul suprafeței mediane a învelişului fundurile şi capacele pot fi: semisferice, semielipsoidale, sferice cu racordare, sferice fără racordare, plane cu racordare, plane fără racordare, tronconice.

Pentru aparatele care funcționează la presiune atmosferică sunt preferate funduri şi capace plane, acestea fiind mai ieftine.

La presiuni medii şi mari nu este recomandată folosirea capacelor plane (mai ales la recipiente mari), deoarece acestea devin prea grele.

Observație: *Grosimea fundurilor şi capacelor ce urmează a fi alese nu trebuie să aibă o valoare mai mică decât grosimea corpului cilindric al recipientului, calculată cu relația* (*1.5*)

2.2 Funduri şi capace elipsoidale

2.2.1 Elemente constructive

Fundurile şi capacele elipsoidale se execută dintr-o bucată prin ambutisare pe presă (fig.2.1), sau din segmente prin sudare. In timpul execuției pe presă a fundurilor sau capacelor elipsoidale se produce, în anumite zone, subțierea tablei cu până la 10 % din grosimea nominală. La alegerea grosimii tablei necesare realizării unui fund sau capac, de o anumită grosime, trebuie să se țină seama de această subțiere, precum şi de faptul că tabla se livrează cu toleranță negativă.

Se utilizează în mod obişnuit funduri cu $h_i / D = 0{,}25$, pentru care tensiunile inelare în zona adiacentă ecuatorului sunt relativ mici.

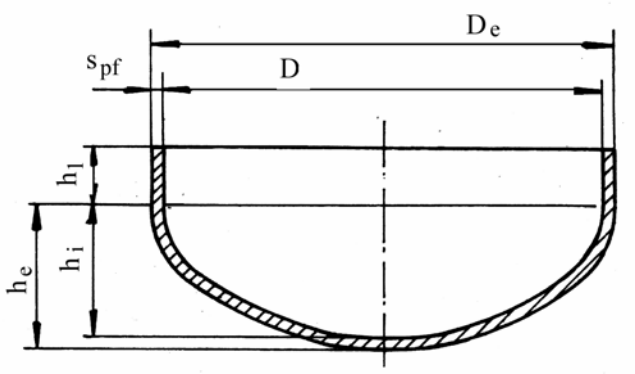


Fig. 2.1

Geometria fundurilor şi capacelor elipsoidale este dată în STAS 7949-81. Lungimea părţii cilindrice h_1 a fundului în vederea sudării cap la cap cu o virolă cilindrică, trebuie să aibă valoarea minimă înscrisă în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Grosimea fundului, s_{pf} , mm	≤ 10	10...20	> 20
h_1, mm	25	s_{pf} + 15	0,5 s_{pf} + 25

In tabelul 2.2 se prezintă datele constructive pentru fundurile şi capacele elipsoidale (extras din STAS 7949-81).

2.2.2 Calcul de rezistență

1. ***Alegerea materialului***

Se recomandă alegerea aceluiaşi material ca la corpul cilindric, având caracteristicile date în tabelele 1.3...1.6.

2. ***Grosimea de proiectare a fundului sau capacului***, supus la presiune pe partea interioară, se calculează cu relația :

$$s_{pf} = \frac{p_c \cdot R}{2\, f_a \cdot z - p_c} + c_1 + c_{r1} \quad [mm], \tag{2.1}$$

în care *R* este raza de curbură la centrul fundului şi se calculează cu relația :

$$R = \frac{D^2}{4\, h_i} \quad [mm], \tag{2.2}$$

unde $h_i = f(D)$ şi se alege din tabelul 2.2

Ceilalți termeni din relația (2.1) au semnificația arătată în relația (1.5).

Tabelul 2.2

D [mm]	h_i [mm]	Grosimea nominală a peretelui, s_{pf}, [mm]												
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Înălţimea părţii cilindrice, h_1, [mm]												
		40									60			
		Masa [Kg]												
600	150	14,2	17,9	21,8	25,5	29,4	33,2	36,8	49,7	44,6	52,7	56,1	62,1	65,6
700	175	18,9	23,9	28,9	33,9	39,0	44,1	48,8	54,0	59,0	69,0	73,6	81,3	85,8
800	200	24,3	30,6	36,9	43,4	49,9	56,3	62,4	68,9	75,3	87,4	93,0	103	108
900	225	30,3	38,1	46,1	54,1	63,2	70,2	77,8	85,8	93,8	108	115	127	134
1000	250	36,9	46,5	56,2	65,9	75,7	85,5	94,6	104	114	131	139	154	162
1100	275	44,3	55,8	67,3	78,9	90,7	102	113	125	137	156	166	183	193
1200	300	52,2	65,7	79,5	93,0	107	120	134	147	161	183	195	215	226
1400	350	68,5	89,0	107	125	143	161	179	198	216	243	261	281	301
1600	400	92,0	115	138	161	185	208	232	256	279	312	336	361	386
1800	450	-	-	174	202	231	261	290	320	360	390	421	452	482
2ooo	500	-	-	213	248	284	318	356	392	428	477	515	551	589
2200	550	-	-	256	298	342	400	428	472	516	572	617	661	706
2400	600	-	-	304	354	410	456	508	559	611	685	730	782	835

Obs.Pentru recipientele cu diametrele nominale Dn ≤ 500 mm, D reprezintă diametrul exterior D_e. Pentru Dn > 500 mm, D reprezintă diametrul interior D_i.

3. ***Calcul de verificare***

Relația (2.1) este aplicabilă dacă sunt îndeplinite condițiile :

$$\frac{s_{pf} - c_1}{D} \le 0{,}1; \tag{2.3}$$

$$0{,}2 \le \frac{h_i}{D} \le 0{,}5; \tag{2.4}$$

$$p_c \le \frac{2\, f_a \cdot z \cdot (s_{pf} - c_1)}{R + (s_{pf} - c_1)} \quad [MPa]. \tag{2.5}$$

In aceste relații termenii au semnificațiile cunoscute.

2.3 Funduri şi capace sferice cu racordare (mâner de coş)

2.3.1 Elemente constructive

Se obțin dintr-o calotă sferică de rază R, racordată la o porțiune toroidală de rază r (fig.2.2), racordată la rândul ei la porțiunea cilindrică de capăt.

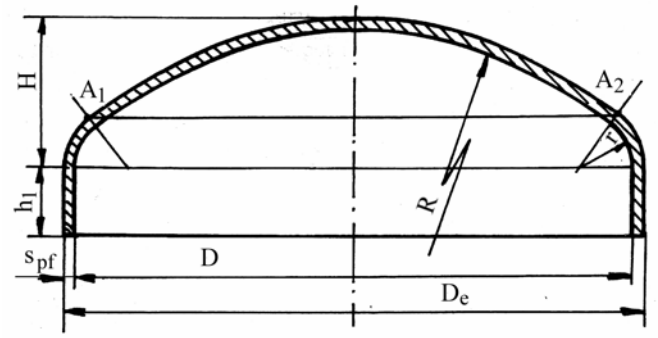


Fig. 2.2

Aceste funduri şi capace se construiesc cu $H = 0{,}266 D_e$, care corespunde cazului în care $R = D_e$ şi $r = 0{,}15 D_e$. Pentru aceste dimensiuni se obține, în condiții date, grosimea minimă a fundului sau capacului racordat. Aceste funduri sunt mai puțin adânci şi se realizează mai uşor decât cele elipsoidale.

2.3.2 Calcul de rezistență

1. ***Alegerea materialului***

Se recomandă alegerea aceluiaşi material ca la corpul cilindric, având caracteristicile date în tabelele 1.3...1.6.

2. ***Grosimea de proiectare a fundului sau capacului***, supus la presiune pe partea interioară, se calculează cu relația :

$$s_{pf} = \frac{p_c \cdot D \cdot K_s}{4\, f_a \cdot z} + c_1 + c_{r1} \quad [mm], \tag{2.6}$$

unde K_s este factor de formă

Factorul de formă K_s se determină conform fig,2.3 în funcție de raportul H/D. Raportul H/D se recomandă a fi cuprins între limitele:

$$0{,}15 < \frac{H}{D} \le 0{,}40\,, \tag{2.7}$$

unde *H* este înălțimea părții bombate a fundului, conform fig.2.2

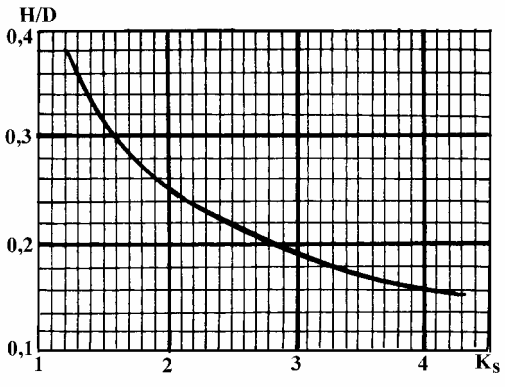


Fig. 2.3

3. ***Calcul de verificare***

Relația (2.6) este aplicabilă dacă sunt îndeplinite următoarele condiții :

$$0{,}003 < \frac{s_{pf} - c_1}{D} \le 0{,}10\,; \quad r \ge 3(s_{pf} - c_1)\,, \tag{2.8}$$

unde $r \ge 0{,}1D$ este raza interioară de racordare, conform fig.2.2.

2.4 Funduri şi capace tronconice

2.4.1 Elemente constructive

Unghiul la vârf α se alege în funcție de rolul fundului tronconic. Astfel, dacă acesta este destinat descărcării unor materiale pulverulente, unghiul complementar lui $\alpha/2$ trebuie să fie mai mare decât unghiul de taluz natural, ψ, al materialului. Deoarece pentru multe materiale granulare şi pulverulente $\psi = 30...50^o$, de obicei unghiul la vârf $\alpha = 60...120^o$. Fundurile conice racordate sunt standardizate.

2.4.1.1 *Funduri conice la 60^0, pentru recipiente* (STAS 7957-81)

Forma şi dimensiunile acestor funduri se prezintă în fig.2.4 şi tabelul 2.3.

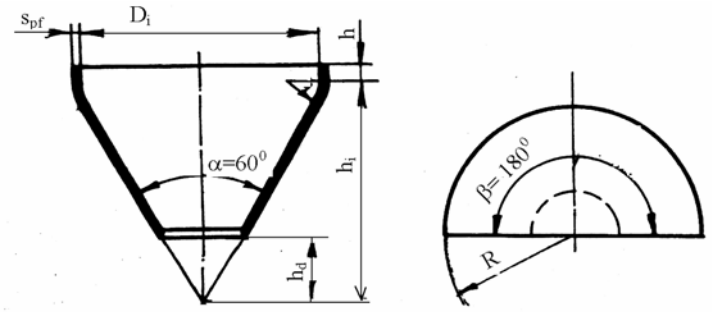


Fig. 2.4

Tabelul 2.3

D mm	h_i mm	r_i mm	Grosimea nominală a peretelui, s_{pf} [mm]							
			6	8	10	12	14	16	18	20
			Înălțimea minimă a părții cilindrice, h*) [mm]							
			30				40			
			Masa**) [Kg]							
600	544	90	32,1	43,0	54,1	65,5	78,8	90,9	102	114
700	634	105	43,0	57,7	72,4	87,8	105	120	136	152
800	725	120	55,5	74,3	93,5	113	135	156	175	195
900	816	135	69,5	93,3	117	141	168	193	219	244
1000	906	150	85,5	114	143	172	206	235	267	297
1100	997	165	103	138	172	208	247	283	319	357
1200	1087	180	122	163	204	245	292	334	378	421
1400	1269	210	164	219	275	331	392	451	507	564
1600	1450	240	213	288	357	429	508	582	656	731
1800	1631	270	268	359	450	541	638	730	824	916
2000	1812	300	329	441	552	664	784	896	1010	1120
2200	1994	330	399	532	666	801	944	1080	1220	1360
2400	2175	360	473	631	791	950	1120	1280	1440	1600

*) Valorile cotei h corespund fundurilor sudate cap la cap de mantaua recipientului.**) Valori calculate cu densitatea 7,85 kg/dm^3 pentru conul întreg,corespunzătoare fundurilor din oțel.

2.4.1.2 *Funduri conice la 90^0, pentru recipiente* (STAS 7958-81)

Forma şi dimensiunile acestor funduri se prezintă în fig.2.5 şi tabelul 2.4.

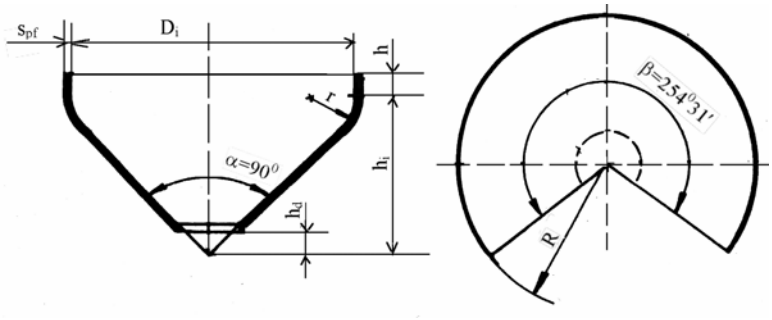


Fig. 2.5

Tabelul 2.4

D mm	h_i mm	r_i mm	Grosimea nominală a peretelui, s_{pf} [mm]							
			6	8	10	12	14	16	18	20
			Înălțimea minimă a părții cilindrice, h*) [mm]							
			30				40			
			Masa**) [Kg]							
600	337	90	21,7	30,4	39,1	45,3	55,5	66,0	74,3	82,5
700	393	105	30,3	41,2	49,8	62,4	75,1	83,3	98,1	109
800	450	120	39,0	52,0	64,8	79,6	94,7	110	124	138
900	506	135	47,6	64,8	82,1	98,9	118	135	154	173
1000	562	150	58,3	79,9	99,3	120	145	166	186	209
1100	618	165	71,2	94,9	118	144	172	198	223	250
1200	675	180	93,9	112	140	169	203	232	262	293
1400	787	210	112	150	190	227	271	310	349	391
1600	899	240	146	196	245	293	349	403	453	505
1800	1012	270	182	245	307	371	440	482	567	631
2000	1124	300	225	300	377	454	539	617	695	775
2200	1237	330	271	362	455	546	645	739	834	928
2400	1319	360	322	428	538	648	764	876	986	1100

*) Valorile cotei h corespund fundurilor sudate cap la cap de mantaua recipientului.**) Valori calculate cu densitatea 7,85 kg/dm^3 pentru conul întreg, corespunzătoare fundurilor din oțel.

2.4.1.3 *Funduri conice la 120^0, pentru recipiente* (STAS 7959-75)

Forma şi dimensiunile acestor funduri se prezintă în fig.2.6 şi tabelul 2.5.

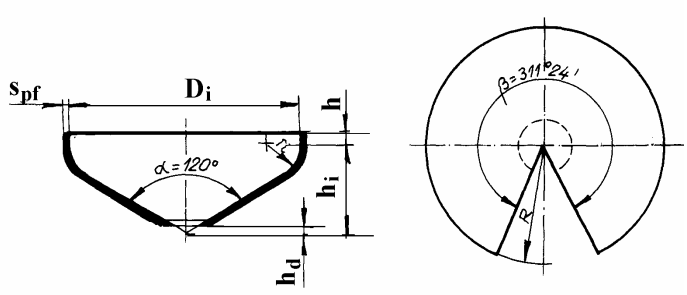


Fig. 2.6

Tabelul 2.5

D mm	h_i mm	r_i mm	Grosimea nominală a peretelui, s_{pf} [mm]							
			4	5	6	7	8	9	10	11
			Înălțimea minimă a părții cilindrice, h_1*) [mm]							
			30							
			Masa**) [Kg]							
600	225	90	16,7	21,0	25,1	29,4	33,8	38,1	42,5	47,0
700	263	105	22,3	27,9	33,6	39,3	45,0	50,7	56,5	62,5
800	300	120	28,8	35,9	43,3	50,7	58,0	65,4	72,8	80,4
900	338	135	35,9	45,0	54,1	63,2	72,5	81,7	90,9	101
1000	375	150	43,9	55,1	66,2	77,3	88,8	100	111	122
1100	413	165	52,6	66,1	79,5	93,0	106	120	133	147
1200	440	180	62,5	78,1	93,7	110	126	142	158	174
1400	525	210	84,3	106	127	148	169	191	212	234
1600	600	240	109	137	164	191	220	247	275	303
1800	675	270	138	172	206	242	276	311	345	381
2000	750	300	169	211	254	297	338	382	425	467
2200	825	330	-	-	307	357	408	460	512	563
2400	900	360	-	-	363	424	476	546	607	669

*)Valorile cotei $h_1$corespund fundurilor sudate cap la cap de virolele mantalei recipientului.

**) Valori informative corespunzătoare fundurilor din oțel calculate pentru conul întreg.

2.4.2 Calcul de rezistență

1. ***Alegerea materialului***

Se recomandă alegerea aceluiaşi material ca la corpul cilindric, având caracteristicile date în tabelele 1.3...1.6.

2. ***Grosimea de proiectare a fundului conic cu racordare***, supus la presiune pe partea interioară, trebuie să fie :

- **în zona îngroşată** (fig.2.7), cea mai mare valoare rezultată din relațiile :

$$s_{pk} = \frac{p_c \cdot D_k}{2 f_a \cdot z - p_c} \cdot \frac{1}{\cos\frac{\alpha}{2}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm]; \qquad (2.9\})$$

$$s_{pk} = \frac{p_c \cdot D \cdot K}{2 f_a \cdot z} + c_1 + c_{r1} \quad [mm]. \qquad (2.10\})$$

unde D_k este diametrul interior al fundului conic, conform fig.2.7.

$$D_k = D - 2r \cdot (1 - \cos\frac{\alpha}{2}) \quad [mm], \qquad (2.11)$$

în care: $\alpha/2$ - semiunghiul la vârful fundului conic;

K - coeficient. Se alege din tabelul 2.6 în funcție de raportul r/D şi unghiul ψ ;

r - raza interioară de racordare, conform fig.2.7; pentru fundurile conice racordate "r" se alege constructiv, iar pentru cele neracordate se alege în mod convențional, r=0,01 D.

$\psi = \alpha / 2$ - unghiul generatoarelor elementelor înclinate;

Ceilalți termeni au semnificațiile cunoscute din relația (1.5).

Tabelul 2.6

ψ	Valorile coeficientului K											
	r/D = 0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
10^0	0,70	0,65	0,60	0,60	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
20^0	1,00	0,90	0,85	0,80	0,70	0,65	0,60	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
30^0	1,35	1,20	1,10	1,00	0,90	0,85	0,80	0,70	0,65	0,55	0,55	0,55
45^0	2,05	1,85	1,65	1,50	1,30	1,20	1,10	0,95	0,90	0,70	0,55	0,55
60^0	3,20	2,85	2,55	2,35	2,00	1,75	1,60	1,40	1,25	1,00	0,70	0,55
75^0	6,80	5,85	5,35	4,75	3,85	3,50	3,15	2,70	2,40	1,55	1,00	0,55

Grosimea de proiectare se calculează cu relaţiile (2.9), (2.10) dacă sunt îndeplinite următoarele condiţii :

- semiunghiul la vârful fundului conic este $\alpha/2 \le 70^0$;

- lungimea părţii îngroşate a elementului cilindric este cel puţin :

$$a \ge 0{,}5\sqrt{D\,(s_{pk} - c_1)} \quad [mm]. \qquad (2.12)$$

- lungimea părţii îngroşate a elementului conic este cel puţin :

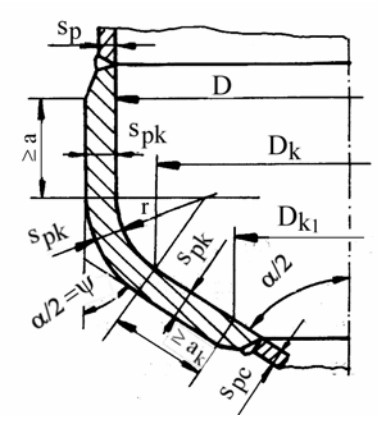


Fig. 2.7

$$a_k \ge 0{,}5 \cdot \sqrt{\frac{D\,(s_{pk} - c_1)}{\cos\frac{\alpha}{2}}} \quad [mm]. \qquad (2.13)$$

Observaţie: Grosimea fundului conic cu racordare nu trebuie să aibă o valoare mai mică decât grosimea corpului cilindric calculată cu relaţia (1.5)

- **în afara părţii îngroşate** (fig.2.7), valoarea rezultată din relaţia :

$$s_{pc} = \frac{p_c \cdot D_{k1}}{2 f_a \cdot z - p_c} \cdot \frac{1}{\cos\frac{\alpha}{2}} + c_1 + c_{r1} \quad [mm], \qquad (2.14)$$

în care D_{k1} este diametrul interior al fundului conic la distanţa "a_k", conform fig.2.7 şi care se determină cu relaţia :

$$D_{k1} = D_k - 2\,a_k \sin\frac{\alpha}{2} \quad [\text{mm}]. \qquad (2.15)$$

3. ***Calcul de verificare***

Relaţiile de calcul pentru grosimea fundului conic cu racordare sunt aplicabile în toate cazurile în care sunt îndeplinite condiţiile :

$$- \qquad \frac{s_{pk} - c_1}{D} < \frac{0{,}1}{\cos\frac{\alpha}{2}} \qquad (2.16)$$

- *elementul conic este de revolutie*

3. CONSTRUCȚIA ŞI CALCULUL ASAMBLĂRILOR CU FLANŞE

3.1 Elemente constructive

3.1.1 Generalități

In toate industriile de proces asamblarea demontabilă între unele componente ale utilajelor, între utilaje şi conducte sau între tronsoane de conducte se efectuează cu ajutorul flanşelor.

Asamblarea cu flanşe trebuie să asigure strângerea subansamblelor componente ale flanşei şi etanşeitatea acesteia. Sub acțiunea forței de strângere este necesar ca flanşa să reziste iar garnitura de etanşare să nu fie distrusă. Etanşeitatea este condiționată de precizia fabricării flanşelor şi de calitatea garniturii. Strângerea garniturii între flanşe este asigurată de şuruburi sau de prezoane. Asamblările cu flanşe sunt standardizate; de asemenea sunt standardizate dimensiunile principale de legătură ale acestora.

3.1.2 Flanşe pentru recipiente

Tipurile şi dimensiunile nominale ale flanşelor, necăptuşite sau căptuşite, din oțel rezistent la coroziune, folosite pentru îmbinarea corpurilor de recipiente şi aparate metalice din industria alimentară, chimică şi cele similare sunt date în tabelul 3.1 (extras din STAS 6870-91). Dintre acestea cele mai utilizate sunt flanşele plate pentru sudare, STAS 9801/4-90. După forma suprafeței de etanşare, flanşele plate pentru sudare se execută în cinci forme (fig.3.1) :

- forma PU - cu suprafața plană cu umăr ;
- forma CP 1 - cu suprafața de etanşare cu pană ;
- forma CP 2 - cu suprafața de etanşare cu canal ;
- forma PA 1 - cu suprafața de etanşare cu prag ;
- forma PA 2 - cu suprafața de etanşare cu adâncitură .

In tabelul 3.2 se prezintă principalele dimensiuni ale acestor flanşe, conform STAS 9801/4-90.

Tabelul 3.1

Flanşe pentru recipiente STAS 6870-91

Tipul flanşei	Flanşă plată pentru sudare	Flanşă plată pentru sudare căptuşită	Flanşă plată cu gît pentru sudare	Flanşă plată cu gît pentru sudare	Flanşă plată pentru sudare, pentru presiune pînă la 0,07 MPa	Flanşă plată pentru sudare căptuşită, pentru presiune pînă la 0,07 MPa
Reprezentare						
Standard de dimensiuni	STAS 9801/4-90	STAS 9801/5-90	STAS 9801/6-90	STAS 9801/7-90	STAS 9801/9-90	STAS 9801/10-90
Diametrul nominal DN, 150 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2200 2400 2600 2800 3000 3200						

Domeniul cuprins

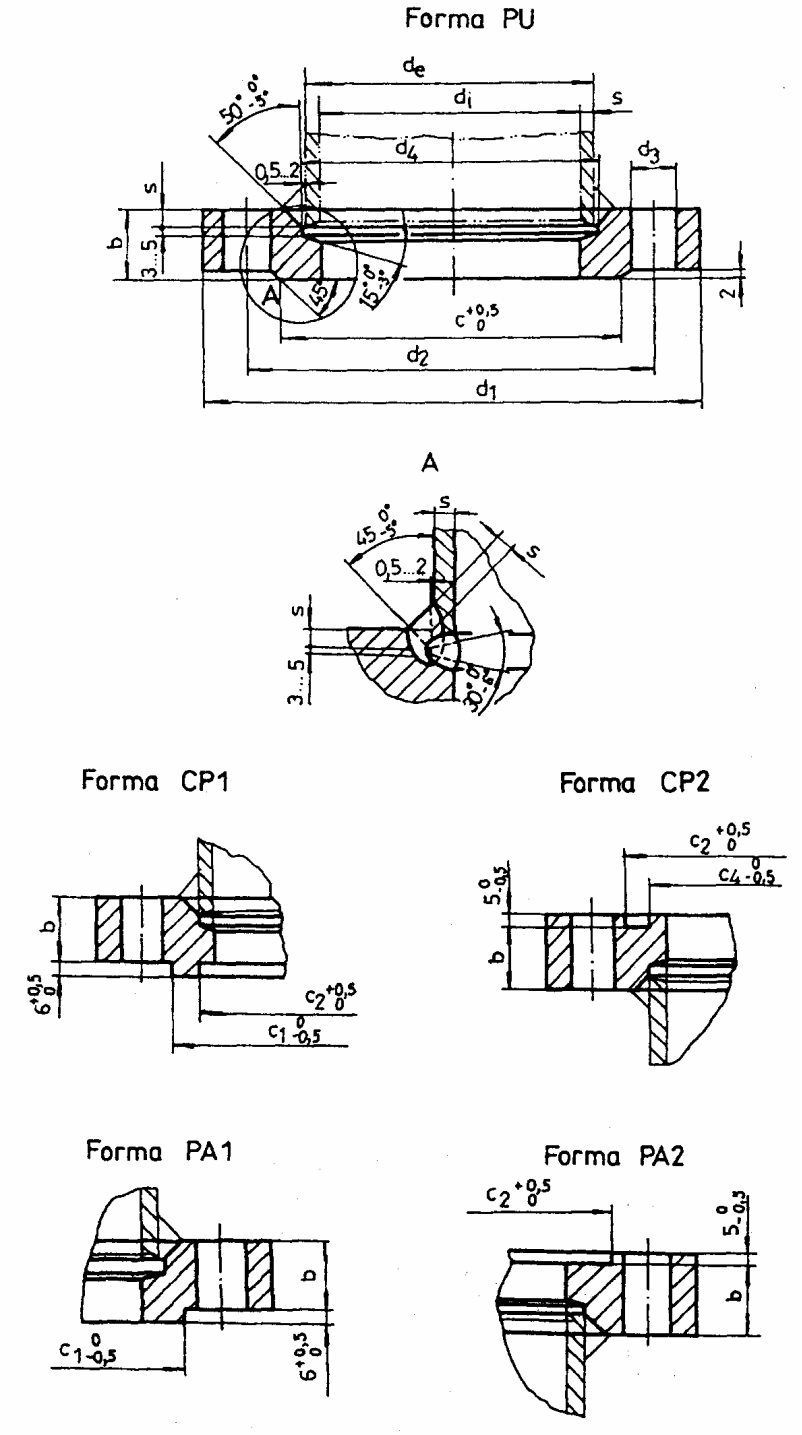


Fig. 3.1

Tabelul 3.2

D [mm]	Recipient, mm			Flanşă, mm									Surub	Masa Kg/ buc	Pres. nomi-nală [MPa]
	d_i	d_e	s_p	d_1	d_2	nxd_3	d_4	b	Suprafaţa de etanşare				Simbol filet		
									c	c_1	c_2	c_3	c_4			
500	-	508	8	600	560	20x18	510	30	538	533	534	513	512	M16	18,6	0,6
			9	615	570	20x22	510	40	544	539	540	519	518	M20	28,1	1,0
			9	635	585	20x26	510	50	555	550	551	524	523	M24	41,7	1,6
			9	650	595	20x30	510	55	561	556	557	524	523	M27	59,9	2,0
			9	670	605	20x33	510	65	568	563	564	527	526	M30	68,5	2,5
600	600	-	8	720	680	24x18	618	40	658	653	654	627	626	M16	23,0	0,6
			9	730	685	24x22	620	45	659	654	655	628	627	M20	32,5	1,0
			9	740	690	24x26	620	55	660	655	656	623	622	M24	44,5	1,6
			9	750	695	24x30	620	60	661	656	657	624	623	M27	50,1	2,0
			9	770	705	24x33	620	70	668	663	664	627	626	M30	72,1	2,5
700	700	-	8	820	780	28x18	718	40	758	753	754	727	726	M16	39,0	0,6
			9	830	785	28x22	720	40	759	754	755	728	727	M20	42,0	0,8
			9	840	790	28x26	720	55	760	755	756	723	722	M24	61,0	1,25
800	800	-	8	920	880	32x18	818	45	858	853	854	827	826	M16	44,0	0,4
			9	930	885	32x22	820	45	859	854	855	828	827	M20	53,3	0,8
			9	940	890	32x26	820	60	860	855	856	823	822	M24	75,0	1,25
900	900	-	8	1020	980	36x18	918	50	958	953	954	927	926	M16	62,0	0,4
			9	1030	985	36x22	920	50	959	954	955	928	927	M20	66,8	0,6
			9	1040	990	36x26	920	65	960	955	956	923	922	M24	91,0	1,25

Tabelul 3.2 (continuare)

D [mm]	Recipient, mm			Flanşă, mm										Surub	Masa Kg/ buc	Pres. nomi-nală [MPa]
	d_i	d_e	s_p	d_1	d_2	nxd_3	d_4	b	Suprafaţa de etanşare					Simbol filet		
									c	c_1	c_2	c_3	c_4			
1000	1000	-	8	1120	1080	40x18	1018	50	1058	1053	1054	1027	1026	M16	68,2	4,0
			9	1130	1085	40x22	1020	50	1059	1054	1055	1028	1027	M20	73,2	6,0
1100	1100	-	8	1220	1180	44x18	1118	50	1158	1153	1154	1127	1126	M16	54,5	0,4
			9	1230	1185	44x22	1120	50	1159	1154	1155	1128	1127	M20	65,0	0,6
1200	1200	-	9	1320	1280	48x18	1220	50	1258	1253	1254	1222	1226	M16	65,0	0,3
			10	1330	1285	48x22	1222	50	1259	1254	1256	1228	1227	M20	68,3	0,6
			11	1340	1290	48x26	1224	70	1260	1255	1256	1223	1222	M24	101	1,0
1400	1400	-	8	1520	1480	56x18	1420	50	1458	1453	1454	1427	1426	M16	76,0	0,3
			10	1530	1485	56x22	1422	50	1459	1454	1455	1428	1427	M20	79,0	0,5
1600	1600	-	9	1720	1680	64x18	1620	50	1658	1653	1654	1628	1626	M16	83,0	0,3
			10	1730	1685	64x22	1622	60	1659	1654	1655	1627	1627	M20	108	0,5
1800	1800	-	10	1930	1885	72x22	1822	60	1859	1854	1855	1828	1827	M20	121	0,4
			11	1940	1890	72x26	1824	80	1860	1855	1856	1823	1822	M24	169	0,6
2000	2000	-	10	2130	2085	80x22	2022	60	2059	2054	2055	2028	2027	M20	134	0,3
			11	2140	2090	80x26	2024	85	2060	2055	2056	2023	2022	M24	198	0,5
2200	2200	-	10	2330	2285	88x22	2222	65	2259	2254	2255	2228	2227	M20	160	0,3
			11	2340	2290	88x26	2224	95	2260	2255	2256	2223	2222	M24	245	0,5
2400	2400	-	10	2530	2485	96X22	2422	65	2459	2454	2455	2428	2427	m20	167	0,3
			11	2540	2490	96X26	2424	100	2460	2455	2456	2423	2422	m24	280	0,4

Observații:

1. Flanşele se pot folosi şi la recipiente sau aparate cu grosimea peretelui s_p mai mare decât cea indicată în tabel cu modificarea corespunzătoare a cotelor;

2. "*n*" reprezintă numărul de găuri echidistante pentru şuruburi ;

3. Masele flanşelor au fost calculate cu densitatea de 7,85 Kg/dm^3 pentru forma PU şi sunt informative ;

4.Presiunea nominală este presiunea maximă admisibilă la temperatura de 20^0 C; flanşele trebuie asamblate cu şuruburi conform STAS 8121/2-84 şi piulițe conform STAS 8121/3-84.

3.1.3 Materiale

Materialele recomandate în conformitate cu prescripțiile din STAS 9801/1-76 sunt:

- pentru flanşă: R 44 STAS 2883/2-80 sau K 460 STAS 2883/3-88. Caracteristicile mecanice ale acestor materiale sunt date în tabelele 1.3...1.6;
- pentru şuruburi: OLC 35 AS STAS 11290-89 (tabelul 3.3);
- pentru piulițe: OLC 25 AS STAS 11290-89 (tabelul 3.3);
- pentru garnituri: marsit STAS 3498-87 sau echivalent cu marsitul, grosimea garniturii 3 mm, STAS 9801/3-90.

Observație: pentru recipientele supuse controlului ISCIR, materialele trebuie să corespundă prescripțiilor tehnice C4 - 83.

Tabelul 3.3

Marca oțelului	Rezistența la rupere la tractiune R^{20} [MPa]	Temperatura de încercare, ^{0} C				
		20	100	200	250	300
		Limita de curgere R_c^t, [MPa]				
OLC 25 AS	440	260	233	200	190	180
OLC 35 AS	510	300	278	250	240	220
OLC 45 AS	590	350	323	290	270	250

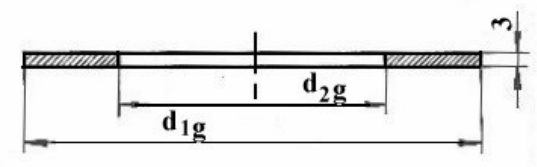


Fig.3.2

Garniturile de etanşare se execută în patru variante conform tabelului 3.4

Tabelul 3.4

Varianta garniturii	Forma suprafeței de etanşare	Tipul flanşei
A	plană cu umăr	Flanşe cu gât pentru sudare, STAS 9801/6-90 Flanşe plate cu gât pentru sudare, STAS 9801/7-90 Flanşe plate cu gât pentru sudare căptuşite, STAS 9801/8-90
B	Cu canal şi pană cu prag şi adâncitură	
C	plană cu umăr	Flanşe plate pentru sudare, STAS 9801/4-90 Flanşe plate pentru sudare căptuşite STAS, 9801/5-90 Flanşe plate pentru sudare, STAS 9801/9-90 Flanşe plate pentru sudare căptuşite, STAS 9801/10-90
D	cu canal şi pană cu prag şi adâncitură	

Forma şi dimensiunile garniturilor, conform fig.3.2 şi tabelului 3.5.

3.2 Calculul de rezistență al asamblărilor cu flanşe

3.2.1 Generalități

Pentru calculul asamblărilor cu flanşe există mai multe metode. Toate acestea sunt de fapt metode de verificare şi nu de dimensionare propriu-zisă.Mai cunoscute sunt: metoda ASME (S.U.A.), metoda după instrucțiunile AD-M (Germania), metoda de calcul la sarcini limită (Rusia).

Metoda ASME se bazează pe un bogat material experimental şi permite determinarea separată a tensiunilor inelare, meridionale şi radiale. Calculele sunt în acest caz uşurate de existența graficelor, pe baza cărora se determină unii factori din relațiile de calcul. Metoda este aplicabilă atât pentru materialele cu elasticitate cât şi pentru cele casante, deoarece, în final, starea de tensiuni din flanşă se compară cu o stare limită inferioară limitei de curgere. Deoarece această metodă acoperă în întregime domeniul de dimensiuni care interesează, în general în construcția recipientelor sub presiune, a fost adoptată în mai multe țări printre care şi țara noastră.

In vederea calculelor conform metodei ASME, flanşele sunt împărțite în trei grupe: flanşe de tip liber (fig,3.3); flanşe de tip integral (fig.3.4); flanşe de tip opțional (fig.3.5).

a. *Flanşele de tip liber* - sunt flanşele îmbinate cu țeava sau cu virola astfel încât nu este asigurată solicitarea simultană a virolei şi a flanşei.

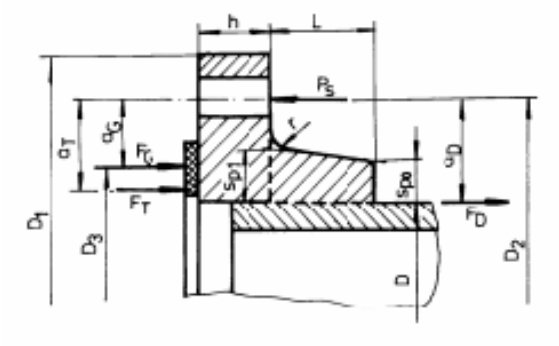


Fig. 3.3

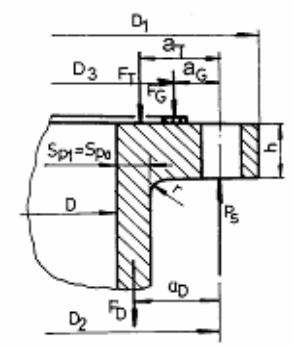


Fig. 3.4

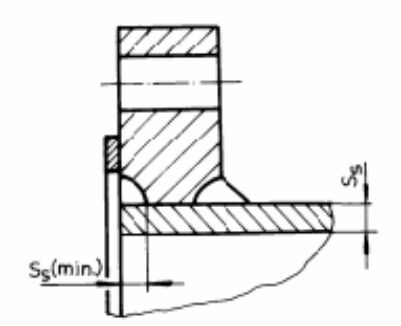


Fig. 3.5

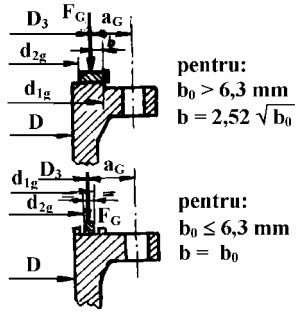


Fig.3.6

b. *Flanşele de tip integral* - sunt flanşele (rigide) a căror construcție garantează solicitarea simultană şi în aceiaşi măsură a virolei şi a flanşei. In această categorie intră flanşele care fac corp comun cu corpul aparatului, flanşele cu gât sudate cap la cap cu virola, flanşele plate cu sudură adâncă.

c. *Flanşele de tip opțional* - sunt flanşele care prin construcție determină numai parțial solicitarea simultană a virolei şi a flanşei. Aceste flanşe se recomandă a fi calculate fie ca flanşe de tip liber, fie ca flanşe de tip integral.

3.2.2 Verificarea şuruburilor de strângere a flanşelor

Pentru calculul solicitărilor ce apar în asamblările demontabile cu flanşe, în condiții de prestrângere (montaj) cât şi în condiții de regim, se consideră o asamblare cu flanşe de tip integral (fig.3.6).

Tabelul 3.5

D [mm]	Simbolul filetului şuruburilor de asamblare a flanşelor											
	M 16		M 20		M 24		M 16		M 20		M 24	
	Dimensiunile garniturii [mm]											
	Varianta C						Varianta D					
	d_{1g}	d_{2g}	d_{1g}	d_{2g}	d_{1g}	d_{2g}	d_{1g}	d_{2g}	d_{1g}	d_{2g}	d_{1g}	d_{2g}
500	544	508	550	508	561	515	533	513	539	519	550	524
600	664	618	665	619	666	610	653	627	654	628	655	623
700	764	718	765	719	766	710	753	727	754	728	755	723
800	864	818	865	819	866	810	853	827	854	828	855	823
900	964	918	965	919	966	905	953	927	954	928	955	923
1000	1064	1018	1065	1016	1066	1010	1053	1027	1054	1028	1055	1023
1100	1164	1118	1165	1119	1166	1110	1153	1127	1154	1128	1155	1123
1200	1264	1218	1265	1219	1266	1210	1253	1227	1254	1228	1255	1223
1400	1464	1418	1465	1419	1466	1410	1453	1427	1454	1428	1455	1423
1600	1664	1618	1665	1619	1666	1610	1653	1627	1654	1628	1655	1623
1800	-	-	1865	1819	1866	1805	-	-	1854	1828	1855	1823
2000	-	-	2065	2019	2066	2005	-	-	2054	2028	2055	2023
2200	-	-	2265	2219	2266	2205	-	-	2254	2228	2255	2223
2400	-	-	2465	2419	2466	2405	-	-	2454	2428	2455	2423

3.2.2.1 Calculul forțelor ce acționează asupra asamblării cu flanșe

a. Forța de strângere inițială la montaj, F_g

La strângerea inițială a garniturii trebuie să se asigure deformarea elastoplastică a acesteia. Elementul de etanșare (garnitura) prin deformare la montaj trebuie să anuleze neregularitățile flanșelor astfel ca în timpul funcționării, când strângerea acesteia scade, să nu se permită scurgerea fluidului din recipient.

Forța totală necesară pentru realizarea presiunii de strângere a garniturii este dată de relația:

$$F_g = A_g \cdot q \quad [N], \tag{3.1}$$

unde: A_g - aria garniturii, mm^2 ;

q - presiunea de strivire a garniturii, MPa (tabelul 3.6);

Tabelul 3.6

Materialul garniturii		m	q [MPa]
Fibră vegetală		1,75	7,6
Elastomeri fără inserție de pânză sau fără conținut ridicat de fibre de azbest. Duritatea: < 75 grad Shore ≥ 75 grad Shore		 0,50 1,00	 0 1,4
Placă de azbest și clingherit (azbest cu liant adecvat condițiilor de exploatare)	3 mm	2,00	11,0
	1,3 mm	2,75	25,5
	0,8 mm	3,50	44,8
Elastomeri cu inserție de bumbac		1,25	2,8
Elastomeri cu inserție de țesătură de azbest cu sau fără armături de sârmă.	3 straturi	2,25	15,2
	2 straturi	2,50	20,0
	1 strat	2,75	25,5

La calculul ariei A_g a garniturii nu se consideră lățimea efectivă "*B*" a garniturii, ci o așa numită lățime eficace a garniturii "*b*" astfel încât:

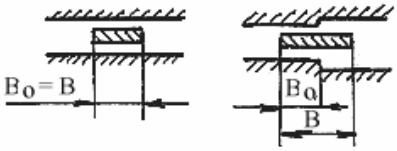
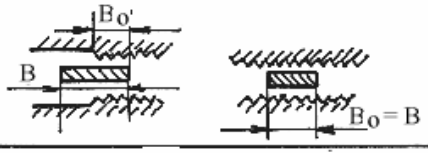
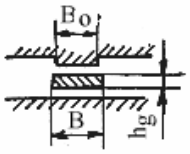
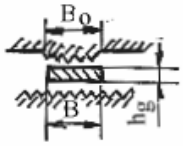
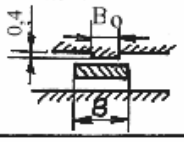
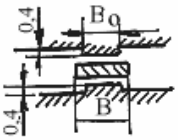
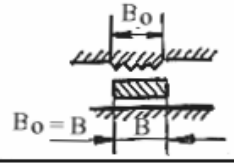
$$A_g = \pi \cdot D_3 \cdot b \quad [mm^2], \tag{3.2}$$

unde: D_3 - diametrul cercului pe care este repartizată reacțiunea garniturii, mm;

$$D_3 = c - 2b \quad [mm], \tag{3.3}$$

în care: *c* se alege din tabelul 3.2

Tabelul **3.7**

Schița suprafeței de etanşare		Lățimea de referință, b_0	
		Coloana I	Coloana II
1a		$\frac{B_o}{2}$	$\frac{B_o}{2}$
1b			
1c	 $B_o \le \frac{B}{2}$	$\frac{B_o+h_g}{2}$	$\frac{B_o+h_g}{2}$
1d	 $B_o \le B$	$\max \frac{B_o+B}{4}$	$\max \frac{B_o+B}{4}$
2	 $B_o \le \frac{B}{2}$	$\frac{B_o+B}{4}$	$\frac{B_o+3B}{8}$
3	 $B_o \le \frac{B}{2}$	$\frac{B}{4}$	$\frac{3B}{8}$
4		$\frac{3B}{8}$	$\frac{7B}{16}$

b - lățimea eficace de calcul a garniturii, mm.

Lățimea "*b*" depinde de lățimea de strângere a garniturii "B_0", care este în funcție de forma şi dimensiunile suprafeței de etanşare.

Pentru calculul ariei garniturii A_g, lățimea eficace a garniturii $b < B_0 < B$ se

determină în funcție de valoarea lățimii de referință " b_0 " :

$$b = b_0\,, \qquad pentru\ b_0 \le 6{,}5\ mm \tag{3.4}$$

$$b = 2{,}52 \cdot \sqrt{b_0}\,, \qquad pentru\ b_0 > 6{,}5\ mm \tag{3.5}$$

în care $b_0 = f(B, B_0)$, conform tabelului 3.7;

$$b_0 = \frac{B_0}{2}; \qquad B_0 = \frac{c - d_{2g}}{2}\,. \tag{3.5'}$$

b. Forța de strângere a garniturii în exploatare, F_G , are expresia:

$$F_G = 2\pi \cdot D_3 \cdot b \cdot p_e \quad [N], \tag{3.6}$$

unde: p_e - presiunea de etanşare, MPa : $p_e = m \cdot p_c$;

m - raportul dintre presiunea de strângere a garniturii (etanşare) şi presiunea interioară (presiunea de calcul), conform tabel 3.6.

Această forță reprezintă forța de strângere remanentă totală care asigură etanşarea asamblării în exploatare.

c. Forța totală de strângere a şuruburilor în exploatare, F_t, se calculează cu relația :

$$F_t = F + F_G \quad [N], \tag{3.7}$$

unde: *F* - forța de exploatare sau forța de desfacere rezultată din aplicarea presiunii pe aria determinată de diametrul D_3.

$$F = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \cdot p_c \quad [N]\,. \tag{3.8}$$

d. Forța de exploatare rezultată din aplicarea presiunii pe aria determinată de diametrul D, F_D, se calculează cu relația :

$$F_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_c \quad [N]\,. \tag{3.9}$$

e. Forța F_T

$$F_T = F - F_D \quad [N]\,. \tag{3.10}$$

3.2.2.2 Calculul ariei totale a secțiunilor şuruburilor necesare

Aceste arii se calculează din condiții de:

a. asigurarea strângerii garniturii cu presiunea de strivire (la montaj)

$$A_g = \frac{F_q}{f_{as}^{20}} \quad [mm^2]; \quad unde: f_{as}^{20} = \frac{R_c^{20}}{c_{ss}} \quad [MPa], \tag{3.11}$$

unde:

R_c^{20} se alege din tabelul 3.3 în funcție de materialul şurubului ;

c_{ss} = 2,3 - coeficient de siguranță.

b. prevenirea pierderii etanşeității în timpul exploatării (în regim de funcționare)

$$A_0 = \frac{F_t}{f_{as}^t} = \frac{F + F_G}{f_{as}^t} [mm^2]; \quad unde: \quad f_{as}^t = \frac{R_c^t}{c_{ss}} \quad [MPa], \tag{3.12}$$

unde R_c^t se alege din tabelul 3.3 în funcție de materialul şurubului şi temperatura de lucru.

Aria necesară se calculează cu relația :

$$A_{nec} = \max\cdot (A_g ; A_0) \ [mm^2]. \tag{3.13}$$

Aria totală efectivă a secțiunilor şuruburilor este :

$$A_{ef} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n \quad [mm^2], \tag{3.14}$$

unde:

n - numărul şuruburilor din asamblare (tabelul 3.2) ;

d_1 - diametrul interior al filetului şurubului, mm, (tab. 3.8, extras STAS 510-74).

Tabelul 3.8

d	M 12	M 16	M 20	M 24	M 27	M 30	M 33	M 36
d_1	10,106	13,853	17,294	20,752	23,752	26,211	29,211	31,670

Se consideră că şuruburile sunt corespunzătoare dacă este îndeplinită condiția :

$$A_{ef} \geq A_{nec} \tag{3.15}$$

3.2.3 Verificarea garniturilor

a. *la montaj*

$$q_{ef,m} = \frac{F_q}{\pi D_3 \cdot b} \le q_{distrugere} \cdot \quad (3.16)$$

b. *în exploatare*

$$q_{ef,ex} = \frac{F + F_G}{\pi \cdot D_3 \cdot b} \le q_{distrugere}, \quad (3.17)$$

unde:

$$q_{distrugere} = k_g \cdot q, \quad (3.18)$$

în care q este dat în tabelul 3.6 şi k_g = 1,5...4.

3.2.4 Verificarea flanşelor

3.2.4.1 Calculul momentelor încovoietoare

a. la strângerea inițială

$$M_s = a_G \cdot P_s \quad [Nmm], \quad (3.19)$$

unde: P_s - forța de calcul din şurub, N ;

$$P_s = \frac{A_{nec} + A_{ef}}{2} \cdot f_{as}^{20} \quad [N]. \quad (3.20)$$

a_G - distanța radială dintre cercul de aşezare a şuruburilor şi cercul pe care este reprezentată forța F_G, mm.

$$a_G = \frac{d_2 - D_3}{2} \quad [mm], \quad (3.21)$$

în care d_2 s-a ales din tabelul 3.2

b. pentru condițiile de exploatare

$$M_0 = a_D \cdot F_D + a_G \cdot F_G + a_T \cdot F_T \quad [Nmm] \quad (3.22)$$

Pentru flanşe de tip integral :

$$a_D = \frac{d_2 - D}{2} - \frac{s_{p1}}{2} \quad [mm]; \qquad a_T = \frac{D_3 - D}{4} + a_G \quad [mm], \tag{3.23}$$

unde s_{p1} este grosimea de proiectare a gâtului flanşei la capătul dinspre taler, mm.

Observaţie: Pentru flanşele de tip integral $s_{p1} = s_p$ (dat în tabelul 3.2)

3.2.4.2 Determinarea momentului de calcul

Momentul de calcul, M_c, se determină cu relaţia :

$$M_c = \max\left(M_{c1}, M_{c2}\right) \ [Nmm], \tag{3.24}$$

unde:

$$M_{c1} = M_s \cdot \frac{f_{af}^t}{f_{af}^{20}} \quad [Nmm]; \quad M_{c2} = M_0 \quad [Nmm] \tag{3.25}$$

în care f_a^{20} şi f_a^t se calculează cu relaţiile (3.26) pentru materialul ales la flanşe (c_{s1} = 1,5 şi c_{s2} = 2,4).

$$f_{af}^{20} = \min\left(\frac{R_c^{20}}{c_{s1}}; \frac{R^{20}}{c_{s2}}\right); \quad f_{af}^t = \min\left(\frac{R_c^t}{c_{s1}}; \frac{R^t}{c_{s2}}\right) \tag{3.26}$$

3.2.4.3 Calculul tensiunilor din flanşă

a. Determinarea factorilor de formă ai flanşei

- *Factorul liniar,* L_0

$$L_0 = \sqrt{D \cdot s_{po}} \quad [mm]; \tag{3.27}$$

unde s_{po} este grosimea de proiectare a gâtului flanşei la capătul dinspre elementul de recipient.

Pentru flanşe de tip integral rezultă : $s_{po} = s_{p1} = s$

- *se determină rapoartele :* $L / L_0 \quad (L = s_p); \quad s_{p1} / s_{po}$;

- *se determină factorul K*

$$K = \frac{d_1}{D}, \tag{3.28}$$

unde d_1 se alege din tabelul 3.2, iar *D* reprezintă diametrul nominal al recipientului.

b. Determinarea coeficienților de corecție

Coeficienții de corecție se vor determina pentru flanşe de tip integral.

b1. Factorul de corecție a tensiunilor în direcție axială, K_f, se determină din fig.3.7 în funcție de rapoartele L / L_0 ; s_{p1} / s_{po} .

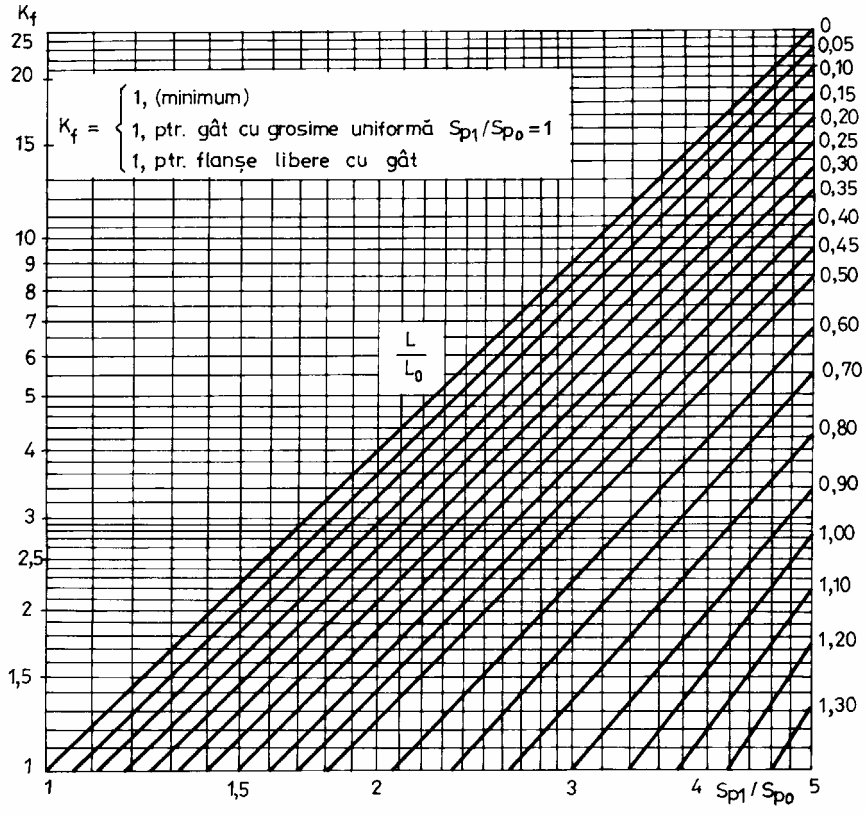


Fig. 3.7

b2. Factorii de formă K_F şi K_V se determină din fig.3.8 şi 3.9.

b3. Factorul de corecție K_M pentru pasul şuruburilor se determină cu relația:

$$K_M = \sqrt{\frac{\pi d_2}{n \cdot (2d + h)}} \quad ; K_M \geq 1 \tag{3.29}$$

unde: d_2 - diametrul de amplasare al şuruburilor, mm ;

n - numărul de şuruburi (tabelul 3.2);

h - grosimea flanşei, mm ; $h \approx b - 2$

d - diametrul nominal al şurubului, mm.

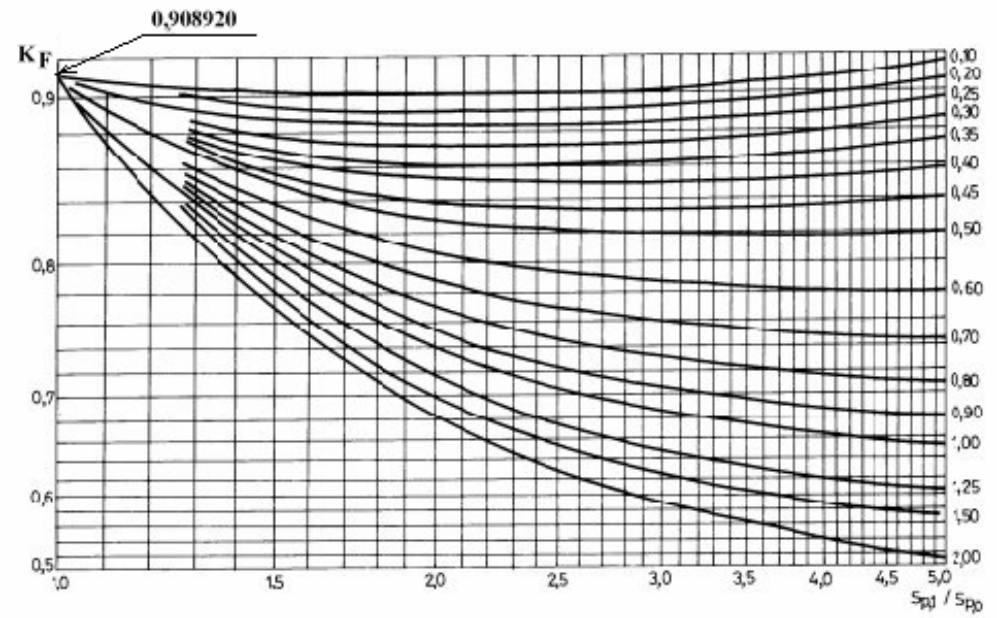


Fig. 3.8

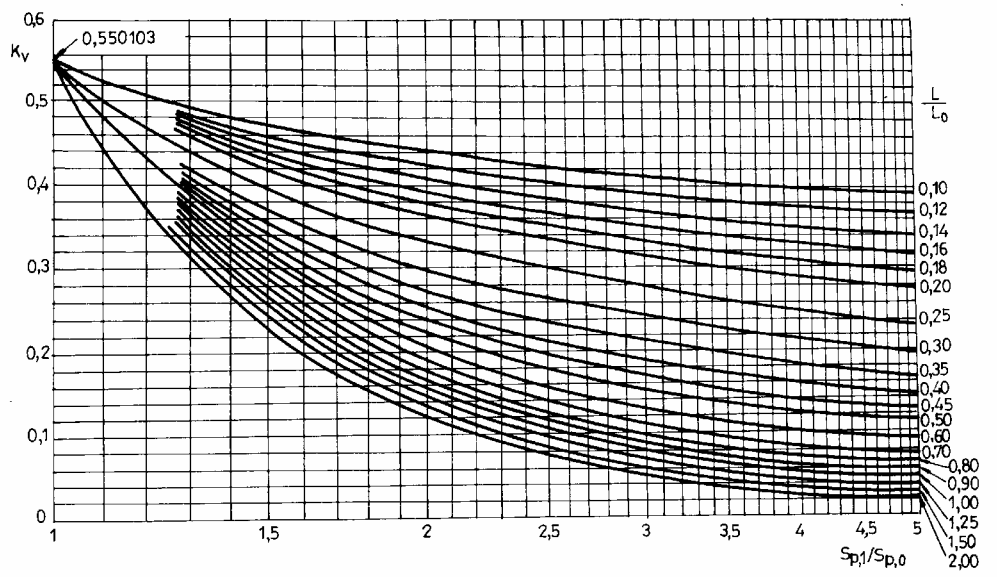


Fig. 3.9

Coeficienții *T, U, Y* şi *Z* se determină din fig.3.10 în funcție de factorul *K*

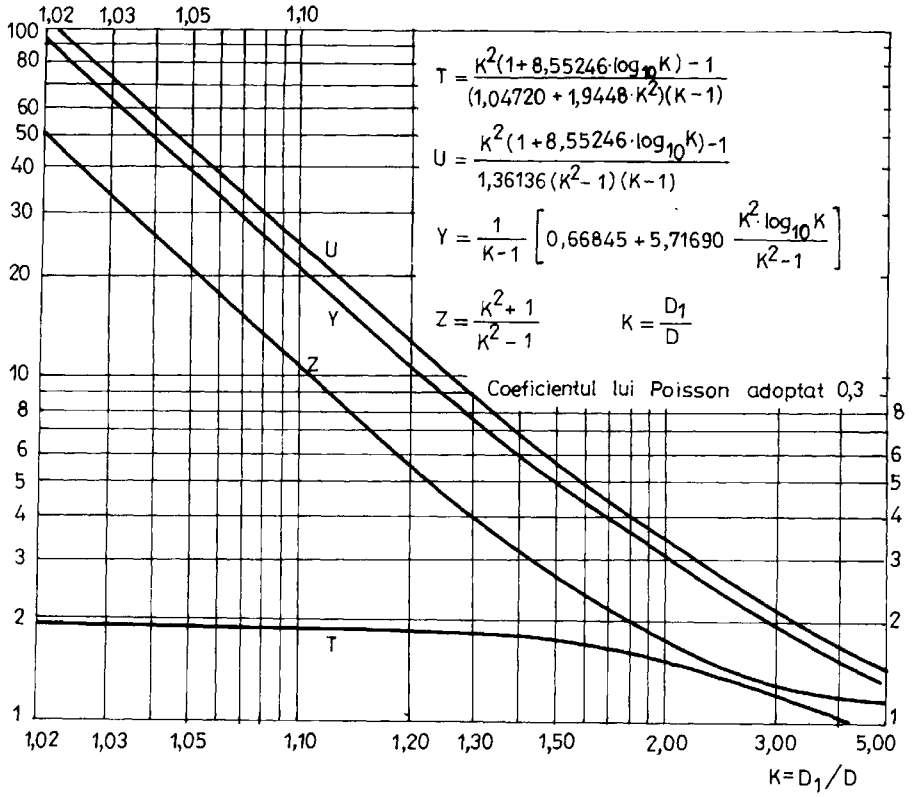


Fig. 3.10

b4. Se calculează factorii de corecție :

$$K_1 = \frac{K_F \cdot h}{L_0}; \quad K_2 = \frac{K_V \cdot h^3}{U \cdot L_0 \cdot s_{po}^2}. \tag{3.30}$$

$$K_3 = \frac{1+K_1}{T} + K_2 . \tag{3.31}$$

c. Calculul tensiunilor din flanşe

- în direcție meridională :

$$f_A = \frac{K_f \cdot K_M \cdot M_c}{K_3 \cdot D \cdot s_{p1}^2} \quad [MPa]. \tag{3.32}$$

- în direcție radială :

$$f_R = \frac{\left(1+\frac{4}{3}K_1\right)\cdot K_M \cdot M_c}{K_3 \cdot D \cdot h^2} \quad [MPa]. \tag{3.33}$$

- în direcție inelară :

$$f_T = \frac{Y \cdot K_M \cdot M_c}{D \cdot h^2} - Z \cdot f_R \quad [MPa]. \tag{3.34}$$

Observații:

- Pentru flanșe de tip liber $f_A = f_R = 0$;

- Termenii din relații au valorile şi dimensiunile stabilite mai sus, tensiunile fiind exprimate în MPa.

Se verifică următoarele condiții impuse tensiunilor:

$$f_A \le 1{,}5\, f_{af}^t \; ; \quad \frac{f_A + f_R}{2} \le f_{af}^t \tag{3.35}$$

$$f_R \, , f_T \le f_{af}^t \; ; \quad \frac{f_A + f_T}{2} \le f_{af}^t \tag{3.36}$$

Dacă aceste condiții sunt îndeplinite se consideră că flanşa rezistă solicitărilor. Dacă prima condiție nu este îndeplinită, atunci se va alege din STAS 9801/4-90 o flanşă cu lățime mai mare.

4. RACORDURI SI BOSAJE

4.1 Elemente constructive

Recipientele se leagă de celelalte utilaje ale unei instalații prin intermediul racordurilor (pentru umplere, golire, agenți de încălzire sau de răcire, introducerea unor traductoare etc.). Racordurile se prevăd pentru aerisirea recipientului, precum şi pentru montarea diferitelor armături.

Racordul de alimentare pentru substanțe puternic corosive este necesar să depășească suprafața interioară a recipientului cu o anumită cotă.

Racordul de golire trebuie să permită golirea completă a recipientului. Pentru recipientele verticale racordul nu trebuie să depășească suprafața interioară a fundului.

Lungimea unui racord se alege ținând seama de grosimea stratului de izolație termică (dacă este cazul) şi de necesitatea introducerii lesnicioase a şuruburilor şi piulițelor de strângere. Lungimea cea mai mică se obține cu ajutorul bosajelor, piese masive sudate pe recipient (fig.4.1).

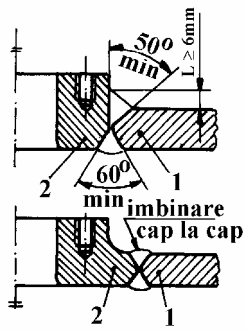


Fig. 4.1
1 – perete recipient;
2 - bosaj

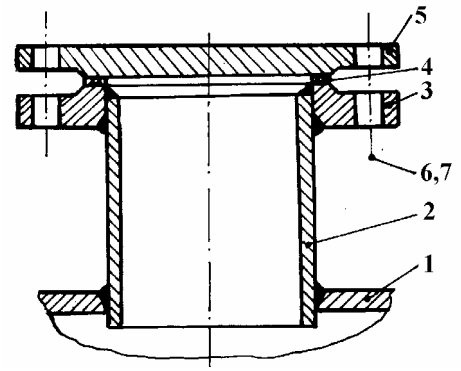


Fig. 4.2
1 – perete recipient; 2 – țeava; 3 – flanșa;
4 – garnitura; 5 – flanșa oarba;
6,7 – șurub, piulița

In fig.4.2 se prezintă părțile componente ale unui racord.

La sudarea racordurilor, alegerea tipului îmbinării sudate depinde de grosimea elementelor asamblate, de faptul dacă racordul este cu sau fără inel de compensare, dacă racordul este aşezat pe recipient sau este introdus în acesta.

Observaţie: Prin tema de proiectare poziţia racordurilor de alimentare şi evacuare este precizată şi corespunde poziţiilor 16 şi 14 din fig.1.1.

4.2 Alegerea racordurilor

4.2.1 Ţeava

Se execută din oţeluri pentru ţevi utilizate la temperaturi ridicate, având caracteristicile date în tabelul 4.1 (extras din STAS 8184-87).

Tabelul 4.1

Marca oţelului	Grosimea mm	Limita de curgere, MPa				Rezistenţa la rupere MPa
		20^0C	200^0C	250^0C	300^0C	
OLT 35K	≤ 16	235	185	165	140	350-450
	17-40	225	180	160	135	
OLT 45K	≤ 16	255	205	185	160	450-550
	17-40	245	195	175	155	

Diametrele nominale ale ţevilor, D_n, se aleg din următorul şir de valori (extras din STAS 2099-89): 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 125; 150; 175; 200. Se recomandă următoarele valori pentru diametrul nominal al ţevii: (20...50) mm pentru racordul de alimentare şi (30...80) mm pentru racordul de evacuare. *Aceste valori se vor corela cu valorile diametrului nominal D_n din tabelele 4.2 şi 4.3.*

4.2.2 Flanşa

Se recomandă utilizarea flanşelor plate executate din oţel forjat sau laminat, având suprafaţa plană de etanşare. Flanşele se utilizează pentru sudare la capătul ţevilor, în scopul îmbinării elementelor de conductă, pentru diferite presiuni nominale. Forma acestor flanşe se prezintă în fig.4.3.

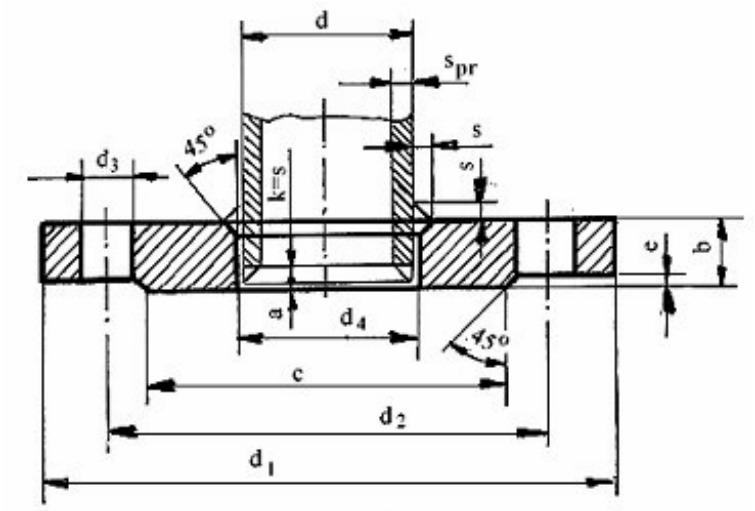


Fig.4.3

In funcție de diametrul nominal al țevii şi presiunea din recipient, din tabelele 4.2 şi 4.3 se aleg dimensiunile flanşelor.

Tabelul 4.2

D_n mm	Țeavă, mm		Flanşă, mm							Şurub	Masa kg/ buc
	d	a	d_1	d_2	n x d_3	d_4	b	Supr. de etanşare		Filet	
								e	c		
10	14	1	75	50	4x11	14,5	10	2	35	M10	0,25
15	20	1	80	55	4x11	20,5	10	2	40	M10	0,28
20	25	1	90	65	4x11	25,5	10	2	50	M10	0,44
25	34	1	100	75	4x11	34,5	12	2	60	M10	0,53
32	38	1	120	90	4x14	38,5	14	2	70	M12	0,93
40	48	1	130	100	4x14	48,5	14	3	80	M12	1.00
50	60	1	140	110	4x14	60,5	14	3	90	M12	1,11
60	76	1	160	130	4x14	77	14	3	110	M12	1,39
80	89	1	190	150	4x18	90	16	3	128	M16	2,29
100	114	1	210	170	4x18	115	16	3	148	M16	2,53

Tabelul 4.3

D_n mm	Țeavă, mm		Flanşă, mm							Şurub	Masa kg/ buc
	d	a	d_1	d_2	nxd_3	d_4	b	Supr. de etanşare		Filet	
								e	c		
10	14	1	90	60	4x14	14,5	12	2	40	M12	0,45
15	20	1	95	65	4x14	20,5	12	2	45	M12	0,50
20	25	1	105	75	4x14	25,5	14	2	58	M12	0,74
25	34	1	115	85	4x14	34,5	14	2	68	M12	0,86
32	38	1	140	100	4x18	38,5	16	2	78	M16	1,50
40	48	1	150	110	4x18	48,5	16	3	88	M16	1,61
50	60	1	165	125	4x18	60,5	18	3	102	M16	2,18
60	76	1	185	145	4x18	77	18	3	122	M16	2,66
80	89	1	200	160	8x18	90	20	3	138	M16	3,27
100	114	1	220	180	8x18	115	22	3	158	M16	3,97

Observație : "*n*" reprezintă numărul de găuri pentru şuruburi.

In tabelul 4.2 se prezintă dimensiunile flanşelor pentru PN 2,5 (STAS 8011-84) şi PN 6 (STAS 8012-84), iar în tabelul 4.3 pentru PN 10 (STAS 8013-84) şi PN 16 (STAS 8014-84). Presiunile nominale PN sunt exprimate în bari (1 bar = 0,1 MPa).

4.2.3 Garnituri de etanşare

Se vor utiliza garnituri nemetalice pentru suprafețe de etanşare plane având forma din fig.4.4 şi dimensiunile din tabelul 4.4 (extras din STAS 1733-89). Garniturile prezentate în tabel pot fi utilizate la presiuni nominale de: PN2,5; PN 6; PN 10 şi PN 16 şi se aleg în funcție de diametrul nominal, D_n , al țevii.

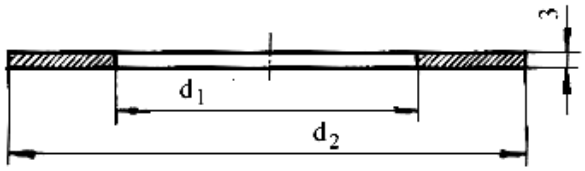


Fig. 4.4

Tabelul 4.4

D_n [mm]	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100
d_1 [mm]	18	22	28	35	43	49	64	77	90	115
d_2 [mm]	40	45	55	65	78	88	98	118	134	154

Observaţii :

1. Pentru D_n = 100 mm, la presiunea de 16 bar, d_2 = 164 mm.

2. Garniturile se execută din materiale nemetalice (materiale pe bază de azbest, cauciuc, teflon, fibre vegetale etc.). Se recomandă utilizarea plăcilor de marsit (STAS 3498-81).

4.2.4 Flanşa oarbă

Aceste flanşe se folosesc pentru obturarea conductelor. Ele oferă posibilitatea de închidere temporară a unor circuite ale fluidului şi pot ține loc de guri de vizitare pentru recipiente cu diametre nominale relativ mici. Flanşele oarbe se execută în două variante constructive:

- forma A - flanşe oarbe plate pentru 10 < D_n < 500 şi presiuni PN 6...PN 40 bari (fig.4.5a) ;

- forma B - flanşe oarbe cu umăr pentru 65 < D_n < 600, cu suprafața de etanşare prelucrată parțial, pentru presiuni PN > 40 bari (fig,4.5b).

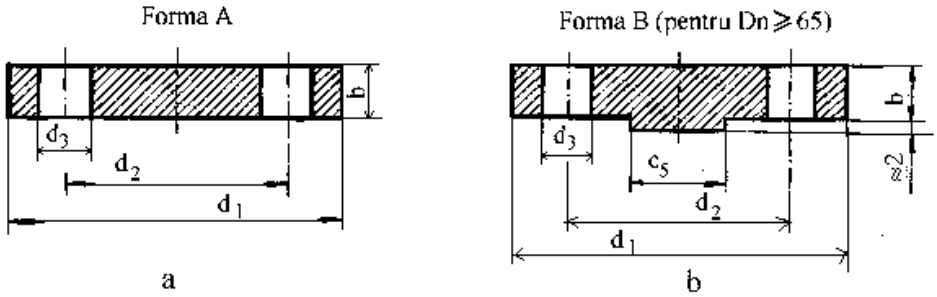


Fig. 4.5

Flanşele oarbe se execută din oțel forjat sau laminat.

Suprafețele de etanşare pot fi : plană (PS) sau plană cu umăr(PU), conform STAS 1735-89 ; cu pană sau cu canal (CP1 sau CP2), conform STAS 1741-89 ; cu prag au cu adâncitură (PA1 sau PA2), conform STAS 1740-80 ; cu prag cu şanț sau cu adâncitură (PS1 sau PS2), conform STAS 1742-90.

In tabelele 4.5 şi 4.6 se prezintă dimensiunile flanşelor oarbe pentru PN6 şi respectiv PN10 (extras din STAS 7451-88).

Tabelul 4.5

D_n mm	Flanşă oarbă, mm					Masa, kg/buc		Simbol filet şurub
	d_1	d_2	nxd_3	b	$c_5$max	A	B	
10	75	50	4x11	12	-	0,38	-	M10
15	80	55	4x11	12	-	0,44	-	M10
20	90	65	4x11	14	-	0,65	-	M10
25	100	75	4x11	14	-	0,82	-	M10
32	120	90	4x14	14	-	1,17	-	M12
40	130	100	4x14	14	-	1,39	-	M12
50	140	110	4x14	14	-	1,62	-	M12
65	160	130	4x14	14	55	2,44	2,48	M12
80	190	150	4x18	16	70	3,43	3,49	M16
100	210	170	4x18	16	90	4,76	4,86	M16

Observaţie : Flanşele oarbe PN 6 se utilizează şi în instalaţii cu PN 2,5.

Tabelul 4.6

D_n mm	Flanşă oarbă, mm					Masa, kg/buc		Simbol filet şurub
	d_1	d_2	nxd_3	b	$c_5$max	A	B	
10	90	60	4x14	14	-	0,63	-	M12
15	95	65	4x14	14	-	0,72	-	M12
20	105	75	4x14	16	-	1,01	-	M12
25	115	85	4x14	16	-	1,23	-	M12
32	140	100	4x18	16	-	1,80	-	M16
40	150	110	4x18	16	-	2,09	-	M16
50	165	125	4x18	18	-	2,88	-	M16
65	185	145	4x18	18	55	3,66	3,70	M16
80	200	160	8x18	20	70	4,77	4,83	M16
100	220	180	8x18	20	90	5,65	5,75	M16

Observaţie : Flanşele oarbe PN 10, Dn 10... Dn 150 sunt identice cu flanşele oarbe PN 16, Dn 10... Dn150.

Se vor alege flanşe oarbe forma A, plane (PS) executate din oțel laminat.

Dimensiunile flanşelor oarbe se vor alege în funcție de diametrul nominal al țevii, D_n şi de presiunea nominală PN.

4.3 Alegerea bosajelor

Bosajele se execută în două forme :

- forma A, pentru sudare de colț (fig.4.6a şi b) ;
- forma B, pentru sudare cap la cap (fig.4.6c şi d).

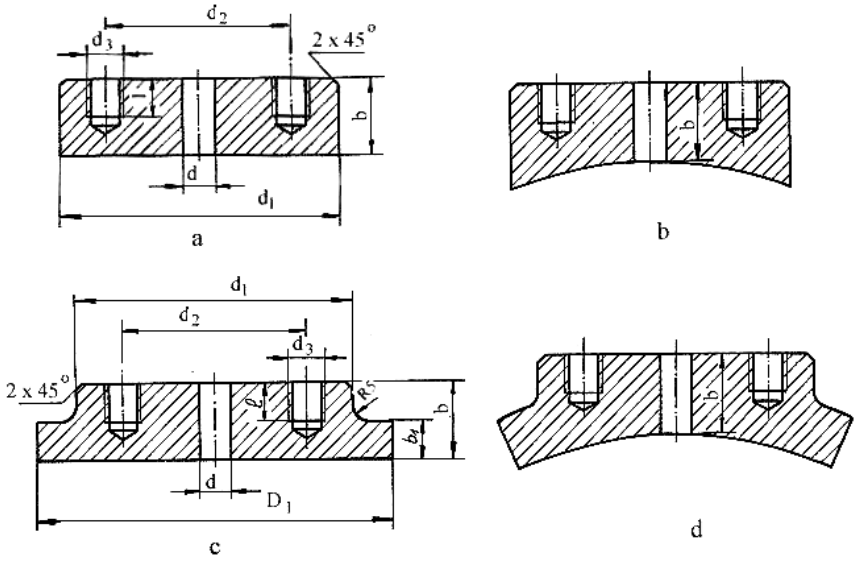


Fig. 4.6

Fiecare formă se execută în două variante :

- varianta "p" cu suprafața de etanşare plană (fig.4.6a şi c) ;
- varianta "c" cu suprafața de etanşare curbă (fig.4.6b şi d).

Bosajele se execută din oțeluri sudabile. Ele se execută prin decupare din tablă sau prin forjare, iar prelucrarea numai prin aşchiere, conform STAS 2300-75, clasa mijlocie. Rugozitatea suprafețelor bosajelor trebuie să fie R_a 25, cu excepția suprafețelor de etanşare, la care rugozitatea va fi de R_a 6,3 pentru etanşări cu garnituri moi (nemetalice).

Dimensiunile bosajelor se aleg conform tabelelor 4.7 (pentru PN 6) şi 4.8 (pentru PN 10).

Tabelul 4.7 (extras din STAS 8500-77)

Dn mm	Bosaj, mm					Filet, mm			Masa,kg/buc	
	d	d_1	D_1	d_2	b	n	d_3	l	A	B
20	20	90	115	65	22	4	M10	10	1,00	1,30
25	25	100	125	75	22	4	M10	10	1,30	1,60
32	32	120	150	90	27	4	M12	12	2,40	2,90
40	40	130	160	100	27	4	M12	12	2,70	3,30
50	50	140	170	110	27	4	M12	12	3,20	4,00
65	65	160	190	130	27	4	M12	12	3,90	4,80
80	80	190	215	150	34	4	M16	16	4,30	5,20
100	100	210	235	170	34	4	M16	16	5,00	5,80
125	125	210	265	200	34	8	M16	16	6,10	7,10
150	150	265	295	225	34	8	M16	16	9,20	10,0
200	200	320	350	280	34	8	M16	16	12,0	14,0
250	250	375	405	335	34	12	M16	16	14,8	17,3
300	300	440	470	395	34	12	M20	16	17,6	20,6
350	350	490	520	445	34	12	M20	16	20,4	23,8
400	400	540	580	495	40	16	M20	20	29,0	33,0
500	500	645	685	600	40	16	M20	20	36,0	42,0

Observație : Bosajele PN 6 se utilizează şi în instalații cu PN 2,5.

Tabelul 4.8 (extras STAS 8500-77)

Dn mm	Bosaj, mm					Filet, mm			Masa, Kg/buc	
	d	d_1	D_1	d_2	b	n	d_3	l	A	B
20	20	105	130	75	25	4	M12	12	1,5	1,8
25	25	115	140	85	25	4	M12	12	1,8	2,8

Tabelul 4.8(continuare)

Dn mm	Bosaj, mm					Filet, mm			Masa, Kg/buc	
	d	d_1	D_1	d_2	b	n	d_3	l	A	B
32	32	140	170	100	30	4	M16	16	3,3	4,0
40	40	150	180	110	30	4	M16	16	3,7	4,5
50	50	165	200	125	30	4	N16	16	4,4	5,5
65	65	185	220	145	30	4	M16	16	5,4	6,6
80	80	200	230	160	30	4	M16	16	6,4	7,2
100	100	220	250	180	30	8	M16	16	6,9	8,0
125	125	250	280	210	30	8	M16	16	8,4	9,7
150	150	285	320	240	36	8	M20	20	12,6	13,8
200	200	340	380	295	36	8	M20	20	16,4	19,0
250	250	395	430	350	36	12	M20	20	20,0	22,5
300	300	445	480	400	36	12	M20	20	23,3	26,0
350	350	505	540	460	36	16	M20	20	28,0	34,3
400	400	565	640	515	42	16	M24	24	39,6	45,3
500	500	670	720	620	42	20	M24	24	49,5	57,3

Observaţie :

Bosajele PN 10, D_n 10... D_n 200 sunt identice cu bosajele PN 16, D_n 10... D_n 200.

4.4 Calculul de compensare a orificiilor

4.4.1 Domeniul de aplicare

Compensarea orificiilor aflate pe elementele de recipient (cilindrice, conice, funduri, capace) supuse la presiune pe partea interioară se face atunci când:

$$D \cdot s_p \le 4 \cdot 10^5 \qquad [mm^2] \tag{4.1}$$

4.4.2 Calculul de compensare a orificiilor izolate

Un orificiu se consideră izolat dacă distanța față de cel mai apropiat orificiu, a_0, satisface condiția:

$$a_0 \geq 2\sqrt{D_c \cdot (s_p - c_1)}$$

$$\text{unde : } D_c = D\ (\textit{pentru elemente cilindrice})$$

$$D_c = 2R\ (\textit{pentru funduri miner de } \cos) \qquad (4.2)$$

$$D_c = \frac{D_k}{\cos\frac{\alpha}{2}}\ (\textit{pentru funduri conice})$$

Diametrul maxim al unui orificiu izolat ce nu necesită compensare este:

$$d_{on} = 2\left[\left(\frac{s_p - c_1}{s_0} - 0{,}875\right)\cdot\sqrt{D_c(s_p - c_1)}\right]\ [mm], \qquad (4.3)$$

unde s_0 este grosimea de rezistență a elementului de recipient pe care se află orificiul, calculatã cu relația:

$$s_o = \frac{p_c \cdot D}{2\,f_a \cdot z - p_c}\ \ [mm], \qquad (4.4)$$

în care termenii au semnificațiile din relația (1.5).

Observație: Se analizează relațiile de mai sus şi se stabilesc orificiile ce necesită compensare.

4.4.3 Dimensionarea inelului de compensare

Pentru compensarea orificiului prin îngroşarea peretelui elementului sau a racordului, prin adăugarea unui inel de compensare sau prin combinarea acestora trebuie îndeplinită condiția :

$$\lfloor (h_{ec} + s_{ci} + s_p - s_o - c_1)\cdot(s_{pr} - s_{cr} - c_1) + h_{ic}(s_{pr} - 2c_1)\rfloor \cdot K_r +$$
$$+\sqrt{D_c\cdot(s_{ci} + s_p - c_1)}\cdot(K_i \cdot s_{ci} + s_p - 0{,}875\cdot s_0 - c_1) \geq (\frac{d_i}{2} + c_1)\cdot s_0 \qquad (4.5)$$

unde : h_{ec} - lungimea părții exterioare a racordului ce contribuie la compensare, mm;

$$h_{ec} = \min\left(h_e ; 1{,}25 \cdot \sqrt{(d_i + 2c_1) \cdot (s_{pr} - c_1)} \right) \ [mm], \tag{4.6}$$

în care:

d_i - diametrul interior al racordului ($d_i = d - 2s_{pr}$, v.fig.4.3), mm ;

s_{pr} - grosimea de proiectare a țevii ($s_{pr} = s_{cr} + c_1 + c_{r1}$), mm ;

s_{ci} - grosimea echivalentă de calcul a inelului de compensare ($s_{ci} = s_p$), mm;

s_{cr} - grosimea de rezistență a peretelui racordului, mm (v.rel.4.7)

$h_e \approx 100 \ mm.$

$$s_{cr} = \frac{p_c (d + 2c_1)}{2 f_{ar} \cdot z - p_c} \ [mm], \tag{4.7}$$

în care f_{ar} este tensiunea admisibilă a materialului racordului, MPa (v.rel.4.8)

$$f_{ar} = \min\left(\frac{R_c^t}{c_{s1}} ; \frac{R^{20}}{c_{s2}} \right) \ [MPa]. \tag{4.8}$$

Caracteristicile materialului se aleg din tabelul 4.1

h_{ic} - lungimea părții interioare a racordului ce contribuie la compensare, mm;

$$h_{ic} = \min\left(h_i ; 0{,}5 \cdot \sqrt{(d_i + 2c_1) \cdot (s_{pr} - c_1)} \right) \ [mm], \tag{4.9}$$

unde h_i este lungimea de execuție a părții interioare a racordului (se recomandă valoarea h_i = 10 mm).

K_r - raportul între tensiunea admisibilă a materialului racordului şi cea a materialului virolei ;

$$K_r = \min\left(\frac{f_{ar}}{f_a} ; 1 \right) \tag{4.10}$$

K_i - raportul între tensiunea admisibilă a materialului inelului de compensare, f_{ai}, şi cea a materialului virolei, f_a .

$$K_i = \min\left(\frac{f_{ai}}{f_a} ; 1 \right) \tag{4.11}$$

Observație: Pentru inelul de compensare se va alege acelaşi material cu al virolei.

- determinarea diametrului exterior al inelului de compensare, d_{ic}

$$d_{ic} = d + 2 \cdot \sqrt{D_c \cdot (s_{ci} + s_p - c_1)} \quad [mm], \tag{4.12}$$

unde *d* este diametrul exterior al racordului, mm (v. tabelele 4.2; 4.3)

- determinarea grosimii de proiectare a inelului de compensare, s_{pi}

Se recomandă ca $s_{pi} = s_{pr}$.

Observație: In general, recipientele trebuie prevăzute cu guri pentru verificare. Acestea pot lipsi dacă recipientul are orificii sau racorduri care pot permite examinarea interioară, sau funduri şi capace demontabile.

5. APARATE DE MASURĂ ŞI CONTROL. DISPOZITIVE DE SIGURANȚĂ

Funcționarea recipientelor sub presiune la parametrii proiectați, conform cerințelor procesului tehnologic, cât şi necesitatea protecției mediului şi factorului uman presupun dotarea acestora cu diverse aparate de măsură şi control şi dispozitive de siguranță.

5.1 Aparate de măsură şi control

5.1.1 Manometre

Manometrele se montează pe fiecare recipient prin intermediul unui robinet cu trei căi prevăzut cu flanşă. Presiunea de lucru maximă admisă se marchează pe cadranul manometrului cu o linie roşie, sau pe carcasa manometrului se prevede un indicator vopsit roşu. Manometrul se alege astfel încât presiunea maximă de lucru să fie în treimea mijlocie a scării gradate. Manometrele utilizate la recipiente sub presiune trebuie să fie cel puțin din clasa de precizie 2,5.

Conform STAS 3589/2-86 se va alege manometru cu element elastic cu carcasă circulară şi cu ramă de prindere frontală (fig.5.1).

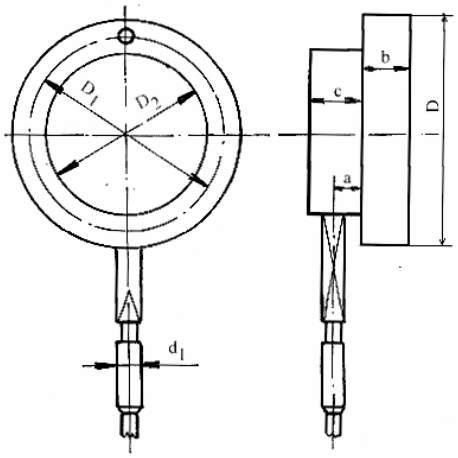


Fig.5.1

Diametrul carcasei circulare, D, se alege din următorul şir de valori, exprimat în mm : 40; 60; 100; 160; 250.

Manometrul trebuie să prezinte o vizibilitate bună când este montat pe recipient; pentru asigurarea acestei condiții este necesar ca diametrul său exterior să aibă următoarele dimensiuni minime:

- 100 mm, dacă se montează la înălțimi de

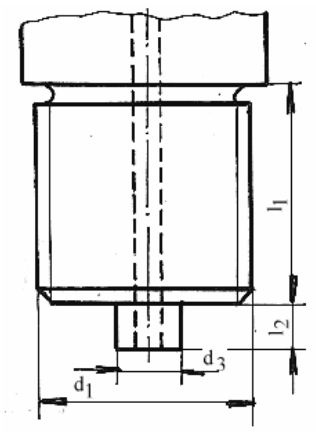


Fig. 5.2

cel mult 2,5 m şi la recipiente cu presiunea maximă admisibilă de lucru de cel mult 0,8 MPa ;

- 150 mm, dacă se montează la înălţimi de cel mult 5 m şi la recipiente cu presiunea maximă admisibilă de lucru mai mare de 0,8 MPa.

Forma şi dimensiunile pieselor de racordare ale manometrului la recipient se aleg conform figurii 5.2 şi tabelului 5.1 (extras din STAS 3589/2-86).

Tabelul 5.1

Dimensiunea carcasei [mm]	Dimensiuni racord [mm]				
	d_1	d_3	l_1	l_2	Pres.măs.MPa
Φ 40	M10 x 1	3	10	2	40
Φ 40; Φ 60	M12 x 1,5	5	12	3	40
Φ100;160;250	M20 x 1,5	6	20	4	160

5.1.2 Termocuple

Termocuplurile sunt traductoare de temperatură care transformă variaţia de temperatură a mediului a cărui temperatură se măsoară în variaţie de tensiune termoelectromotoare, care apoi prin racordare la un aparat indicator sau înregistrator este tradusă în unităţi de temperatură.

Pentru alegerea corespunzătoare a unui traductor de temperatură trebuie să se ţină seama de următorii factori: domeniul de măsurare, inerţia termică (constanta de timp), starea corpului a cărui temperatură se măsoară, accesibilitatea punctului de măsurare, agresivitatea mediului etc.

Deoarece temperatura de lucru dată prin temă este cuprinsă în intervalul $(0...500)^{o}$ C, se va alege termocuplu cu termoelement din fier constantan, executat de către Întreprinderea de traductoare şi regulatoare directe Paşcani. Forma unui astfel de traductor se prezintă în fig.5.3, în care se arată şi modul de fixare.

In figura 5.4 se prezintă un nomenclator de restricţii cu tipovariante constructive.

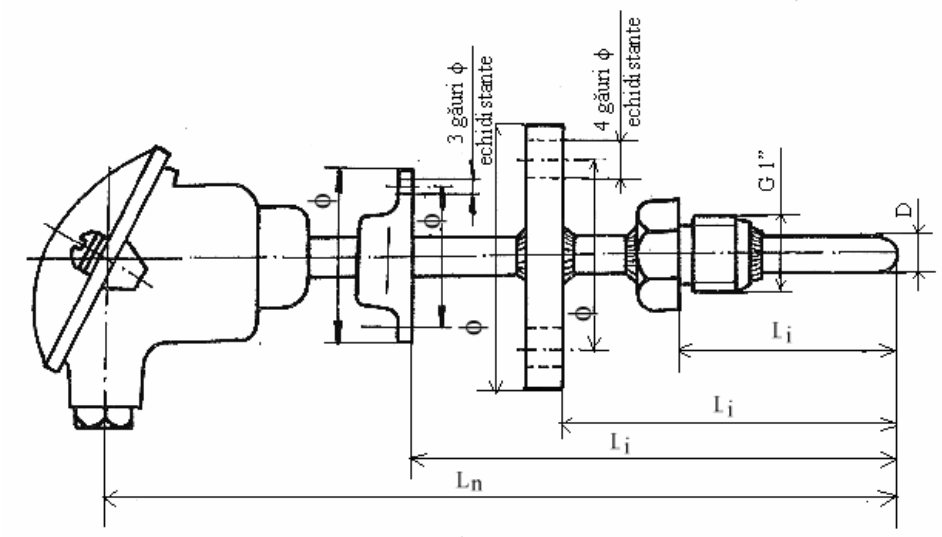


Fig. 5.3

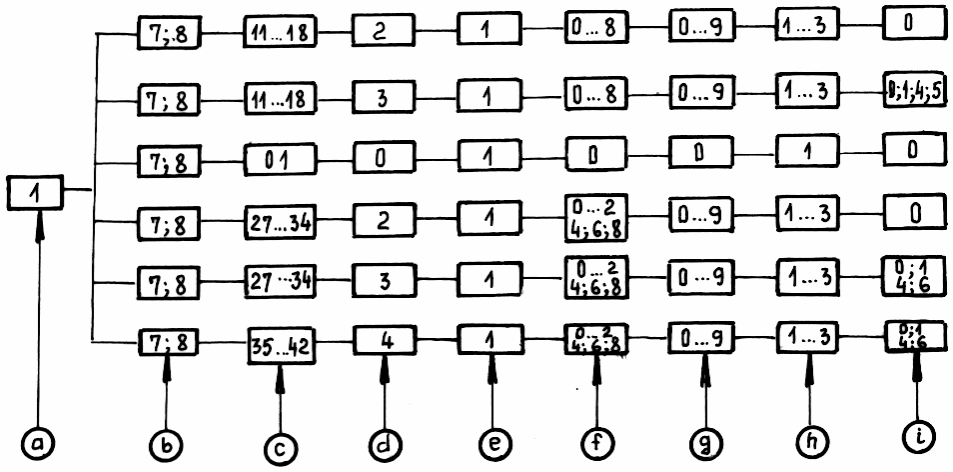


Fig. 5.4

Codificarea termocuplului cuprinde un cod format dintr-o parte literară (TTC) şi un grup de 10 caractere numerice împărţite în 9 nivele fiecare nivel reprezentând o caracteristică. Semnificaţia nivelelor este următoarea:

a. Tip termocuplu

Cod 1 - Normal

b. Material termoelectrozi şi număr termoelemente

Cod	Material termoelectrod (+)	Material termoelectrod (-)	Nr.termoelemente
6	Cromel	Alumel	2
7	Fier	Constantan	1
8	Fier	Constantan	2

Observaţie : Se vor stabili nivelele a, b, d şi e , după care din fig.5.4 rezultă celelalte nivele.

c. Dimensiunile ţevii de protecţie

Cod	12	13	14	15	16	28	29	30
Diametru, D, mm	12	12	12	12	12	20	20	20
Lg.nominală,Ln,mm	500	750	1000	1250	1500	500	750	1000

(continuare)

Cod	31	32	33	36	37	38	39	40
Diametru, D, mm	20	20	20	22	22	22	22	22
Lg.nominală,Ln,mm	1250	1500	1750	500	750	1000	1250	1500

Observaţie :

Lungimea nominală, Ln, se alege astfel încât să fie respectată condiţia: $Li > D/2$ unde : Li - lungimea de imersie (se alege din tabelul g) ;

D - diametrul nominal al recipientului, dat prin temă.

d. Materialul ţevii de protecţie

Cod : 1 - comenzi speciale; 2 - oţel carbon; 3 - oţel inox; 4 - oţel refractar.

e. Domeniul de temperatură termoelement

Cod	Regim continuu	Regim intermitent	Φ termoelement.[mm]	Tipul termoelementului
1	0...500^{o}C	0...550^{o}C	1	Fier-Constantan
3	0...650^{o}C	0...850^{o}C	0,65	Cromel-Alumel
4	0...750^{o}C	0...950^{o}C	1	Cromel-Alumel
6	0...900^{o}C	0...1100^{o}C	2,3	Cromel-Alumel

f. Dispozitiv de fixare

Cod: 0 - fără dispozitiv ; 1 - flanşă mobilă ; 2 - flanşă fixă ; 3 - niplu G 3/4"; 4 - niplu G 1" ; 5 - niplu M20 x 1,5 ; 6 - niplu Br. 1" ; 7 - niplu Br. 3/4".

g. Lungime de imersie, Li

Cod	Lungime nominală, Ln [mm]					
	500	750	1000	1250	1500	1750
	Lungime de imersie, Li [mm]					
1	400	650	900	1150	1400	1500
2	380	625	850	1100	1300	1450
3	350	600	800	1000	1270	1400
4	300	570	750	980	1200	1350
5	280	550	700	950	1100	1300
6	260	500	650	910	1000	1200
7	250	450	600	895	900	1100
8	200	425	500	800	800	1050
9	100	400	400	700	700	1000

h. Tip execuţie

Cod : 1 - normală.

i. Tip protecţie climatică

Cod : 0 - temperat (N) ; 1 - naval (R.N.R) ; 4 - tropical umed şi uscat (T1);
6 - marin tropical (MT1).

După stabilirea nivelelor se va nota codul termocuplului sub forma:

T T C - a b c d e f g h i

5.1.3 Indicatoare de nivel

Pentru măsurarea nivelului din recipient, atunci când este necesar, se utilizează indicatoare de nivel. Acestea pot fi cu tub de sticlă, cu sticlă plană, indicatoare magnetice, indicatoare cu transmitere la distanţă etc. Indicatoarele de nivel sunt obligatorii la următoarele recipiente sub presiune:

- recipiente care conţin lichide şi sunt încălzite cu flacără sau gaze de ardere ;
- recipiente care conţin gaze lichefiate sau dizolvate.

5.2 Supape de siguranță

5.2.1 Alegerea supapei de siguranță

Supapele de siguranță (STAS 11148-80) se recomandă pentru situații în care suprapresiunea crește lent. Supapele de siguranță au o anumită inerție în funcționare, motiv pentru care ele oferă doar o protecție parțială a recipientului în cazul creșterii bruște a suprapresiunii. Supapele de siguranță pot fi cu arc (fig.5.5) sau cu contragreutăți (fig.5.6). Supapele cu arc au inerție mai mică decât cele cu contragreutate. Presiunea maximă a mediului înaintea supapei de siguranță se admite a fi cu 10% mai mare decât presiunea de lucru maximă, p_l, admisă a recipientului. In consecință, ele se reglează astfel încât să se deschidă la cel mult 1,1 p_l.

Supapele de siguranță nu asigură întotdeauna etanşeitate deplină, îndeosebi datorită corodării elementelor componente (scaun, supapă etc). Supapele se proiectează, execută şi încearcă conform prescripțiilor tehnice C 37-83 ISCIR.

Observație : Pentru tema de proiectare dată se va alege supapă de siguranță cu arc şi ventil cu suprafață plană (fig.5.5). Fixarea pe recipient se va face cu flanşe.

In tabelul 5.2 se prezintă parametrii supapelor cu arc (STAS 11754-90).

Tabelul 5.2

Diametrul nominal [mm]		Presiunea nominală, PN [MPa} la intrare						
intrare DN1	ieşire DN2	1,6	4	6,4		10	16	25
		la ieşire						
		1	2,5	2,5		2,5	4	4
20	32			x				x
25	40		x		x	x	x	x
32	50		x		x	x	x	x
40	50		x		x	x	x	x
50	80		x		x	x	x	x
65	100		x		x	x	x	x

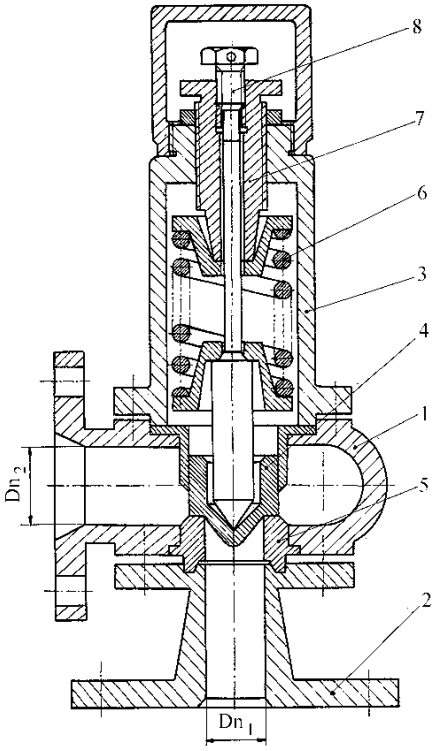


Fig. 5.5
1 – corp superior; 2 – corp inferior;
3 – capac; 4 – ventil; 5 – scaun; 6 – arc;
7 – şurub pretensionare arc; 8 – şurub
limitator cursă

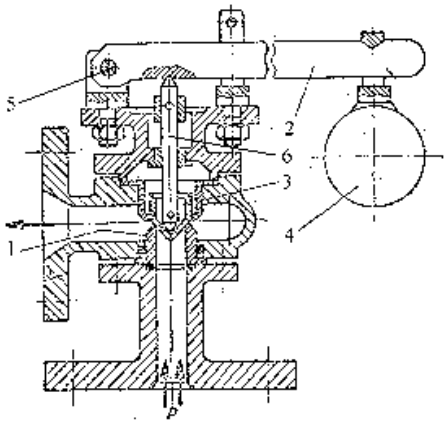


Fig. 5.6
1 – scaunul supapei; 2 – pârghie; 3– supapă;
4 – contragreutate; 5 – bolț; 6 - tijă

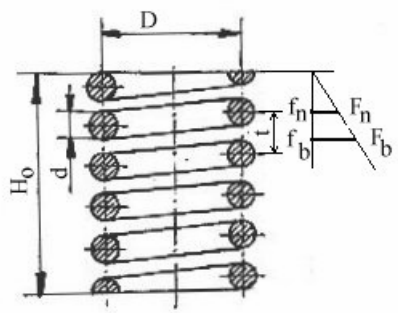


Fig. 5.7

5.2.2 Elemente de calcul

1) Supape de siguranță cu arc

Calculul constă, în principal, din dimensionarea arcului elicoidal de compresiune (fig. 5.7), conform (STAS 7067/1-87), parcurgând următoarele etape:

a) Alegerea materialului

Materialele utilizate pentru confecționarea arcurilor se adoptă în funcție de condițiile de lucru şi de tehnologia de fabricație. Cele mai utilizate materiale pentru arcuri sunt prezentate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

Marca	STAS	Limita de curgere $R_{0,2}$ [MPa]	Rezistența la rupere, σ_r [MPa]	Alungirea la rupere %	Nivel de solicitare
OLC 55A	795-80	880	1080	6	ușor
OLC 65A		780	980	10	mediu
OLC 75A		880	1080	9	
OLC 85A		980	1130	8	
51 Si18A		1080	1180	6	
56 Si17A		1270	1480	6	
51 VCr11A		1180	1320	8	
40 Cr130	3583-80	1250	1650	-	greu

b. Dimensionarea arcului elicoidal de compresiune (STAS 7067/1-87)

- *Forța de deschidere a supapei la presiunea din recipient,* F_n, se determină cu relația:

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_i \quad [N], \tag{5.1}$$

unde: D_n - diametrul nominal al supapei , mm;

p_i - presiunea interioară din recipient, MPa.

- *Indicele arcului, i,* se alege în funcție de modul de înfășurare al arcului, astfel:

- pentru arcuri înfășurate la cald $4 \le i \le 16$;
- pentru arcuri înfășurate la rece $4 \le i \le 10$.

- *Diametrul sârmei de arc , d,* (fig.5.7) se determină cu relația:

$$d = \sqrt{\frac{8K\,F_n i}{\pi \tau_{at}}} \; [mm] \tag{5.2}$$

unde: K - coeficientul de formă al arcului, având expresia: $K = 1 + 1{,}6 / i$;

τ_{at} - tensiunea admisibilă la torsiune, MPa ($\tau_{at} = 0{,}5\sigma_r$) .

Dimensiunea d a sârmei se standardizează din următorul șir de valori (STAS 893-80 pentru sârmă din oțel carbon de calitate pentru arcuri): 2,00 ; 2,20 ; 2,40 ; 2,50; 2,80 ; 3,00 ; 3,50 ; 4,00 ; 4,50 ; 5,00 ; 5,50 ; 6,00 ; 7,00 mm.

- *Diametrul mediu al spirei,* D_m, se determină cu relaţia : $D_m = id$;

- *Diametrul exterior al spirei :* $D = D_m + d$ [*mm*];

- *Diametrul interior al spirei :* $D_i = D_m - d$ [*mm*];

- *Pasul spirelor active în stare liberă, t,* se determină din condiţia:

$$\frac{D_m}{4} + 0{,}2 \le t \le \frac{2}{3} D_m \quad [mm] \tag{5.3}$$

- *Săgeata arcului,* f_n, se determină cu relaţia:

$$f_n = \frac{8}{G} \cdot \frac{D_m^3 \cdot n}{d^4} \cdot F_n \quad [mm], \tag{5.4}$$

unde $n = 6...10$ şi reprezintă numărul de spire active. Acesta se alege astfel încât $(n-1)(t-d)$ să fie mai mare decât suma săgeţii arcului sub sarcină şi cursa ventilului;

G = (78.000...80.000) MPa – modulul de elasticitate transversal.

- *Numărul total de spire* : $n_t = n + n_r$,

unde: n_r = 1,5 pentru $n \le 7$ şi n_r = 1,5...3,5 pentru $n > 7$.

- *Înălţimea arcului la blocare*: $H_b = n_t d$;

- *Înălţimea arcului în stare liberă,* H_t se determină cu relaţia:

$$H_t = t\, n + (n_r - 0{,}5)\, d \quad [mm]; \tag{5.5}$$

- *Săgeata arcului la blocare*: $f_b = H_t - H_b$ [*mm*];

- *Unghiul de înclinare al spirei* :

$$\alpha_0 = arctg \frac{t}{\pi D_m}; \tag{5.6}$$

- *Constanta arcului* : $c = F_n / f_n$;

- *Cursa ventilului*: $H_v = (0{,}1...0{,}5) D_n$ [*mm*];

- *Diametrul de aşezare a ventilului,* D_1, se determină cu relaţia:

$$D_1 = \frac{D_n^2}{4 H_v} \quad [mm]. \tag{5.7}$$

c. Verificarea arcului

Pentru ca arcul să reziste la solicitările la care este supus trebuie îndeplinite condiţiile:

$$\tau_{ef} \le \tau_{at} \; ; \quad \tau_{tb} \le \tau_r \, , \tag{5.8}$$

unde:

$$\tau_{ef} = \frac{8K\,i}{\pi d^2}\cdot F_n \quad [MPa]\ ; \qquad \tau_{tb} = \frac{8K\,i}{\pi d^2}\cdot F_b \quad [MPa], \tag{5.9}$$

în care F_b este forța de blocare a arcului şi se determină cu relația:

$$F_b = cf_b .$$

$$\tau_r = (0{,}6...0{,}65)\sigma_r$$

d) Alegerea flanşei de legătură

In funcție de D_n şi presiunea interioară din recipient, p_i, din tabelul 4.2 se aleg dimensiunile flanşei.

2) Supape de siguranță acționate prin contragreutate (fig.5.6)

Calculul constă în:

a) Dimensionarea tijei

Diametrul minim al tijei se determină cu relația:

$$d \geq \sqrt{\frac{4K \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{ac}}} \quad [mm] \tag{5.10}$$

unde: F – forța de apăsare; în cazul unei suprafețe bine finisate, această forță trebuie să fie egală ca mărime cu forța rezultată din acțiunea presiunii fluidului, *N*;

σ_{ac} – tensiunea admisibilă la compresiune, *MPa*;

K –coeficient de suprasarcină (K= 1,1…1,3).

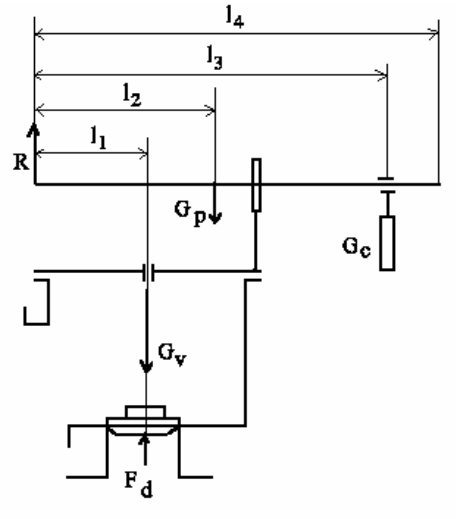


Fig. 5.8

b) Calculul masei contragreutății

Greutatea contragreutății se determină cu relația:

$$G_c = \frac{F \cdot l_1 - G_p \cdot l_2 - G_v \cdot l_1}{l_3} \tag{5.11}$$

în care:

G_p – greutatea pârghiei;

G_v – greutatea tijei şi ventilului;

F – forța necesară etanşării;

l_1, l_2, l_3, l_4 – conform fig. 5.8.

c) Verificarea pârghiei se face la solicitarea de încovoiere cu relația:

$$\sigma_i = \frac{M_{i\max}}{W} \leq \sigma_{ai}, \tag{5.12}$$

în care:

$M_{i\max}$ – momentul încovoietor maxim din secțiune;

W – modulul de rezistență al secțiunii.

d) Verificarea bolțului

Bolțul se verifică la forfecare şi la presiune de strivire între bolț şi furcă, respectiv între bolț şi pârghie.

6. SUPORTURI PENTRU RECIPIENTE

6.1 Suporturi pentru recipiente verticale

6.1.1 Generalități

Recipientele verticale se montează suspendate sau rezemate. Recipientele suspendate se reazemă fie continuu pe un inel de rezemare, fie direct pe un număr determinat de suporturi laterale. In mod obişnuit se utilizează 2...4 suporturi laterale (STAS 5455-82). Pentru aparate foarte mari se poate recurge şi la 8 suporturi. Suportul este caracterizat de greutatea pe care o poate prelua. In cazul în care grosimea peretelui recipientului este relativ mică, pentru a evita pierderea locală a stabilității corpului recipientului sau o stare de tensiuni nefavorabilă, între suport şi peretele recipientului se interpune o placă de întărire, de grosime egală cu grosimea peretelui pe care se aplică. Placa de întărire se execută din acelaşi material cu cel al recipientului pe care se sudează.

In general, suporturile laterale se execută din oțel carbon, oțel slab aliat sau oțel aliat, după caz.

Rezemarea pe fundul recipientului se poate face direct, pe 3, 4 sau 6 suporturi, continuu pe inel sau pe o virolă suport. Suporturile picior se asamblează direct pe fundul recipientului sau prin intermediul unei plăci de întărire. Dimensiunile suporturilor picior şi sarcina maximă admisibilă pe fiecare tip de suport rezultă din STAS 5520-82.

Suporturile picior tubulare cu placă de întărire pot fi utilizate pentru sarcini cuprinse între 15 şi 200 kN. Suporturile picior din plăci sudate pot fi utilizate pentru sarcini de la 4 la 250 kN.

6.1.2 Suporturi laterale

6.1.2.1 Tipuri constructive

Suporturile laterale (STAS 5455-82) se clasifică în două tipuri şi două variante, astfel :

- tip I, suporturi laterale sudate direct pe recipient (fig.6.1a şi b) ;

- tip II, suporturi laterale sudate pe recipient prin intermediul unei plăci de întărire (6.2a şi b) ;

- varianta A, suporturi laterale executate prin ambutisare (fig.6.1a şi 6.2a);

- varianta B, suporturi laterale executate din elemente sudate(fig.6.1b şi 6.2b).

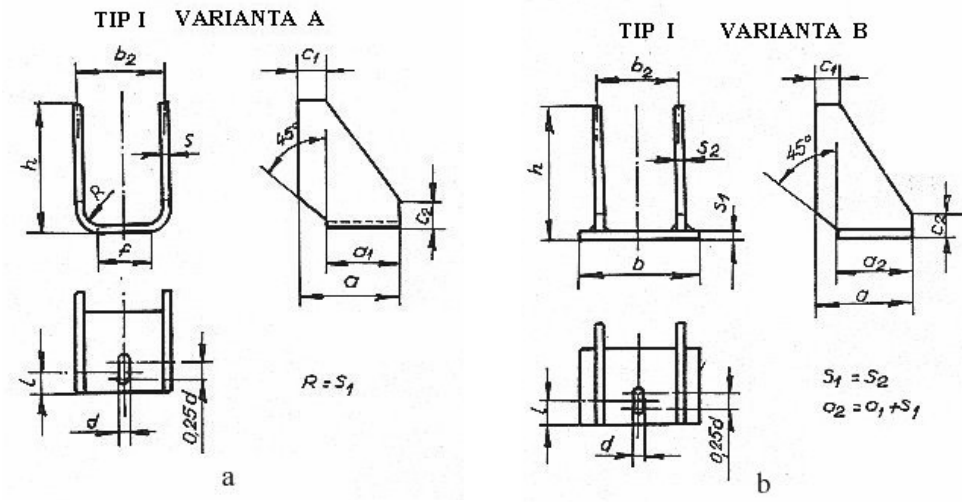


Fig.6.1

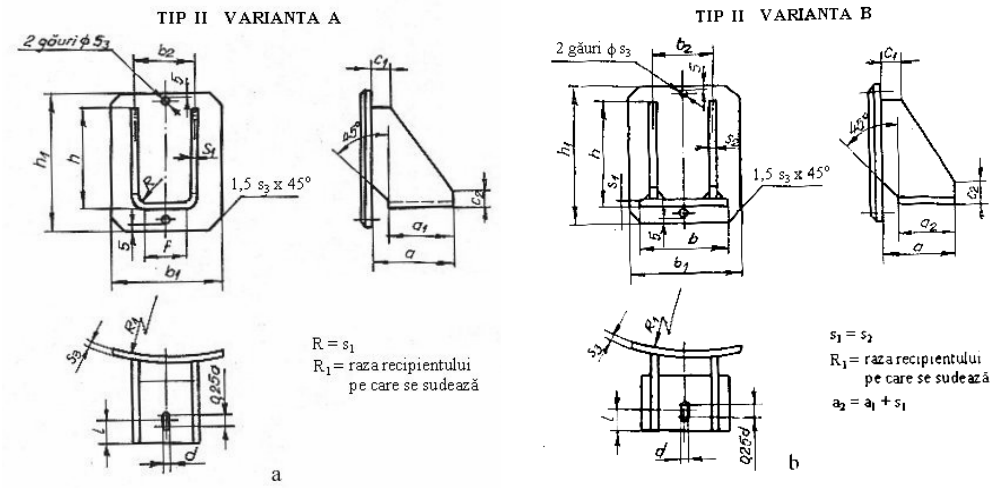


Fig.6.2

6.1.2.2 Alegerea suporturilor laterale

Suporturile se aleg în funcție de greutatea pe care o pot prelua. Pentru aceasta este necesar a cunoaşte greutatea totală a recipientului, care se determină cu relația :

$$G_t = G_c + G_{lr} + F_s + F_z + F_v + F_{supl} \qquad [N], \tag{6.1}$$

unde:

G_c - greutatea constructivă, determinată cu relația:

$$G_c = G_{corp} + G_{flanse} + G_{fund} + G_{capac} + G_{racord} \quad [N], \tag{6.2}$$

în care G_{corp} este greutatea corpului şi se determină cu relația:

$$G_{corp} = 2\pi RHs_p \rho g \quad [N], \tag{6.3}$$

(R - raza recipientului, în m ; s_p - grosimea corpului recipientului, în m ; ρ = 7800 Kg/m^3 - densitatea materialului corpului recipientului ; g = 9,81 m/s^2 , H – înălțimea părții cilindrice a recipientului calculată cu rel.1.1).

G_{flanse} - greutatea tuturor flanşelor, N ;

$$G_{flanse} = \sum_{i=1}^{n} m_i \cdot g \quad [N], \tag{6.4}$$

în care m_i este masa flanşei, Kg ;

G_{fund} - greutatea fundului recipientului, N ;

G_{capac} - greutatea capacului, N ;

G_{racord} - greutatea tuturor racordurilor, N.

G_{lr} - greutatea lichidului din recipient, N ;

$$G_{lr} = V_l \rho_l g \quad [N], \tag{6.5}$$

($V_l = 0{,}8 \cdot V$ - volumul lichidului din recipient; ρ_l - densitatea lichidului din recipient; pentru suc ρ_l = 1100 Kg/m^3; pentru apă ρ_l = 1000 Kg/m^3)

$F_s = 3(G_c + G_{lr})$ - forța seismică ;

$F_z = (0{,}3...0{,}5)(G_c + G_{lr})$ - forța datorată zăpezii ;

$F_v = 0{,}1(G_c + G_{lr})$ - forța datorată vântului ;

$F_{\sup l} = (0{,}2...0{,}3)(G_c + G_{lr})$ - forțe suplimentare.

Valorile obținute se înlocuiesc în relația (6.1) determinându-se greutatea totală a recipientului, G_t .Greutatea pe un suport este :

$$G_s = G_t / n \quad [N]; \tag{6.6}$$

unde n reprezintă numărul suporturilor ($n = 2...4$).

Greutatea de calcul pentru un suport este : $G_{cs} = 1{,}3G_s$.

Cu această valoare se alege din nomograma din fig. 6.3 mărimea suportului, iar din tabelul 6.1 dimensiunile acestora.

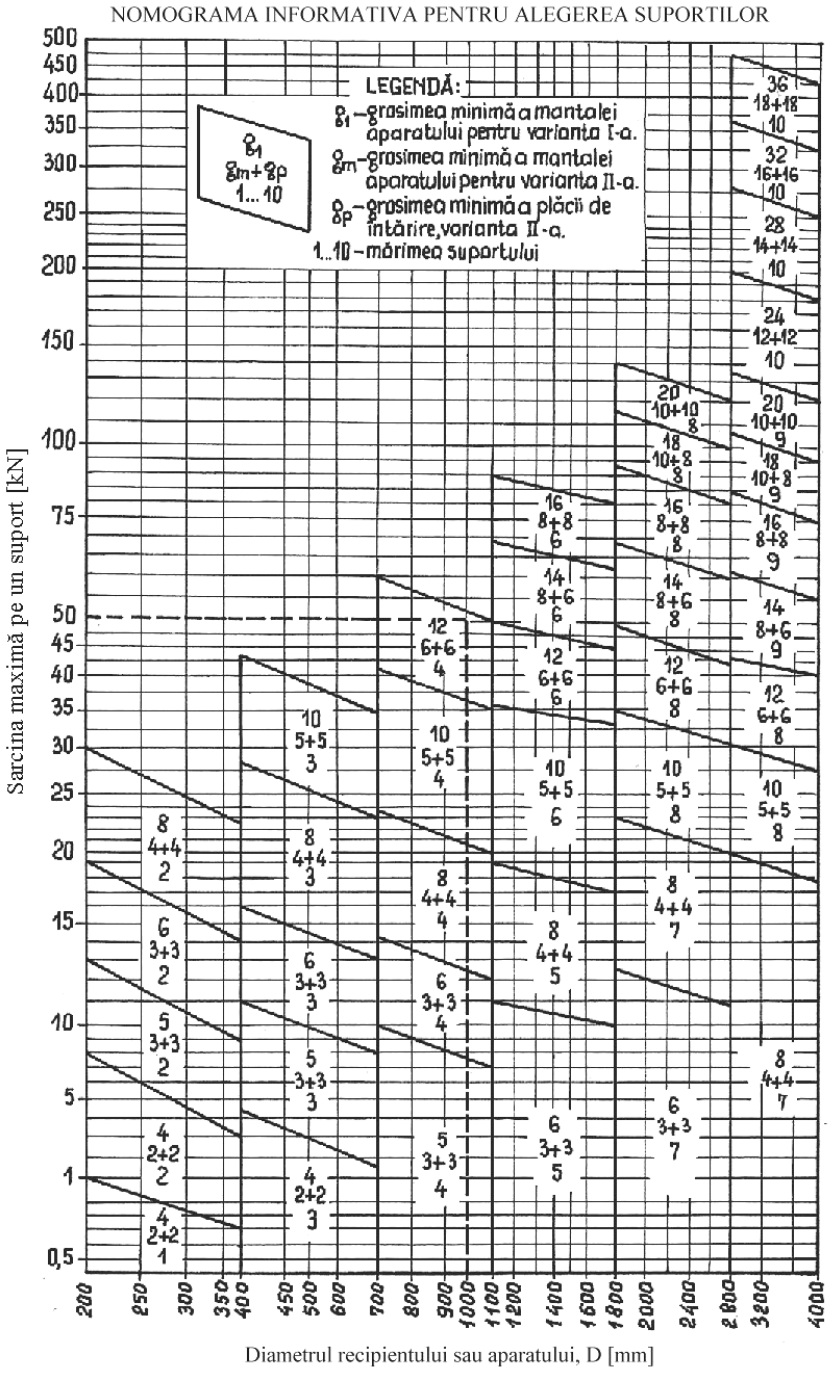

NOMOGRAMA INFORMATIVA PENTRU ALEGEREA SUPORTILOR
LEGENDĂ:
g_1 – grosimea minimă a mantalei aparatului pentru varianta I-a.
g_m – grosimea minimă a mantalei aparatului pentru varianta II-a.
g_p – grosimea minimă a plăcii de întărire, varianta II-a.
1...10 – mărimea suportului
g_1
g_m+g_p
1...10
Sarcina maximă pe un suport [kN]
Diametrul recipientului sau aparatului, D [mm]

Fig. 6.3

Tabelul 6.1

Mărimea	Sarcina maximă pe suport kN	Dimensiunile suportului, mm												Surub de ancorare Filet	Supr.max.de sprijin a suportului, 10^2 mm^2	
		a	a_1	b	b_1	b_2	c_1	c_2	f	h	h_1	s_1	l	d	Varianta A	Varianta B
1	1,6	60	45	60	65	50	10	15	34	85	105	4	15	14	M12	15,3	29,4
2	4	85	65	80	90	70	15	25	54	120	145	4	22	14	M12	35,1	55,2
3	10	105	80	100	110	85	20	30	65	150	180	6	22	24	M20	52	86
4	25	125	90	125	145	110	25	40	86	180	215	8	22	24	M20	81,7	122
5	40	170	135	160	185	140	30	50	108	240	290	8	40	36	M30	146	229
6	63	210	165	200	230	175	35	60	135	300	360	10	40	36	M30	223	350
7	100	255	205	250	290	220	40	80	172	360	430	14	40	42	36	353	547
8	160	335	255	320	370	280	60	100	216	480	575	16	60	42	M36	550	867
9	250	420	320	400	470	355	75	120	275	600	720	22	60	42	M36	880	1368

6.1.3 Suporturi - picior

6.1.3.1 Tipuri constructive

Suporturile picior se execută în trei tipuri: (STAS 5520-82)

- I, suporturi din oțel cornier, sudate pe mantaua recipientului, utilizate în recipiente cu diametrul nominal D_n 150… D_n 500 mm, conform fig.6.4 şi tabelului 6.2;

Observație: Forma 1 sau 2 se va indica în comandă.

- II, suporturi din țeavă, sudate pe fundul elipsoidal al recipientului, utilizate la recipiente cu diametrul nominal D_n 600… D_n 3200 mm, conform fig. 6.5 şi tabelului 6.3;

- III, suporturi din tablă, sudate pe fundul elipsoidal al recipientului, utilizate la recipiente cu diametrul nominal D_n 600… D_n 3200 mm, conform fig. 6.6 şi tabelului 6.4.

Fiecare tip de suport poate fi executat în două variante de montare a recipient:

- A, fără placă intermediară;
- B, cu placă intermediară.

Materiale

Suporturile-picior se execută din oțel carbon, oțel slab aliat sau oțel aliat, cu limita de curgere de minim 220 N/mm^2 în condiții de funcționare.

Se recomandă ca suporturile varianta A şi plăcile intermediare ale suporturilor varianta B să fie executate din acelaşi material ca şi fundul sau mantaua recipientului pe care se montează.

6.1.3.2 Alegerea suporturilor - picior

Alegerea tipului de suport se face în funcție de diametrul nominal al recipientului şi de sarcina maximă pe suport din tabelele 6.2, 6.3 sau 6.4. Sarcina maximă pe suport se calculează conform celor arătate la & 6.1.2.2.

Numărul suporturilor (2 până la 4) se stabileşte în funcție de sarcina totală de încărcare a recipientului, condițiile de lucru şi montare.

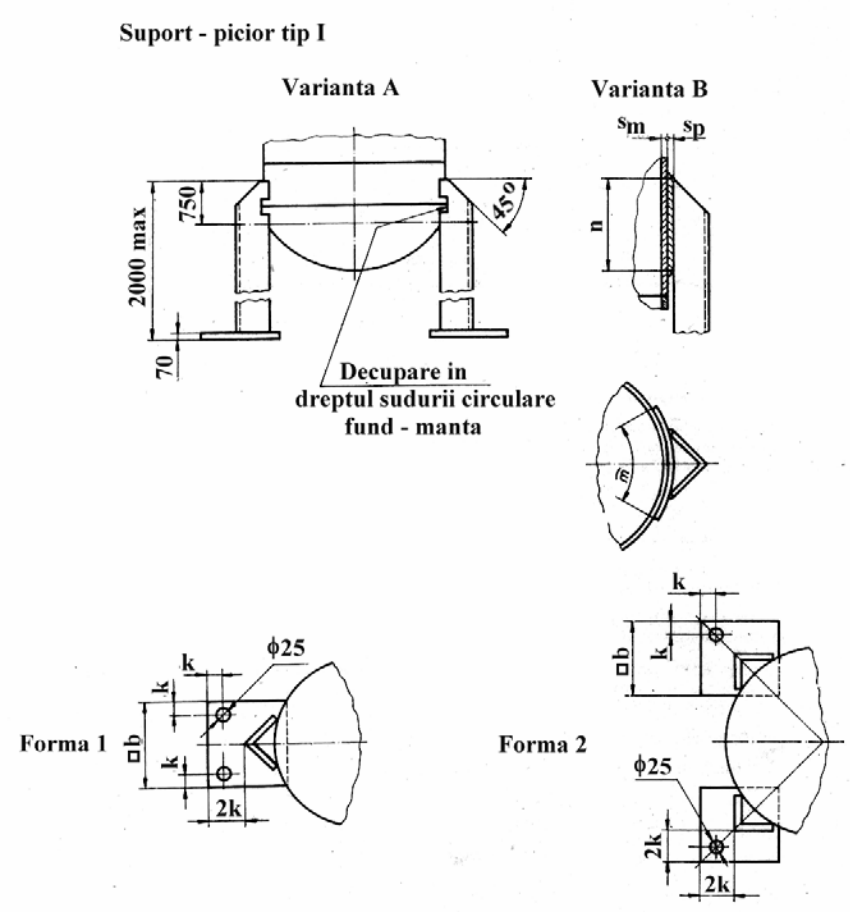


Fig. 6.4

Tabelul 6.2

Diametrul nominal al recipien-tului, D_n	Diametrul exterior al recipien-tului, D_e	Suport			Sarcina max. pe suport kN	b	k	Placă intermediară m x n x s_p
		Profil	Forma	Buc				
150	168	L 50x50x8	1	2	3,5	120	25	132x150x4
200	219							
250	273							
300	324	L 60x60x6			7,5	140	30	150x200x4
350	356							
400	406							
500	508		2	4				

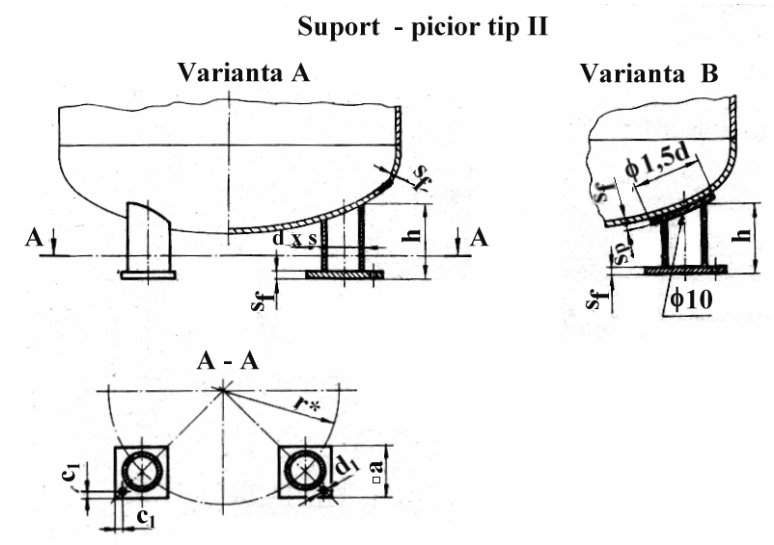


Fig. 6.5

Tabelul 6.3

Diametrul nominal recipient D_n	Sarcina max. pe suport kN Varianta A	Varianta B	s_f min	r^*	Țeavă d x s	h	a	s_t	d_1	c_1	s_p	Masa kg/buc A	Masa kg/buc B
600	10	15	4	230	60x4	210	130	12	26	25	4	2,50	2,65
700	12	20		270	76x6	220	140			25		3,10	3,35
800	15	25		300	89x6	230	170			35		4,40	4,60
900	18	30	6	340	108 x 6	240	200			45	6	7,10	7,90
1000				380		250	200			45		7,20	8,00
1100				430		270	200			45		7,40	8,30
1200	25	50	8	460	140 x 6	280	220	16		40	8	11,0	12,9
1300				500		290	220			40		11,2	13,3
1400				550		300	220			40		11,5	13,4
1500				590		310	220			40		11,7	13,6
1600	40	74	10	620	168 x 6	320	250			50	10	14,8	18,3
1700				650		330	250			50		15,0	18,5
1800	50	100		680	219 x 8	340	270	20	30	35		25,0	31,5
1900				720		450	270			35		25,4	31,9
2000				770		360	270			35	12	25,8	33,8
2200	60	130	12	860		380	270			35		26,5	34,5
2400	80	170		920	273 x 8	400	350			55		39,0	51,0
2600			14	1000		420	350		34	55	14	40,0	54,0
2800	100	200		1090	324 x 10	440	400	25		50		55,0	75,0
3000				1160		460	400			50	16	56,5	79,5
3200				1250		480	400			50		58,0	81,0

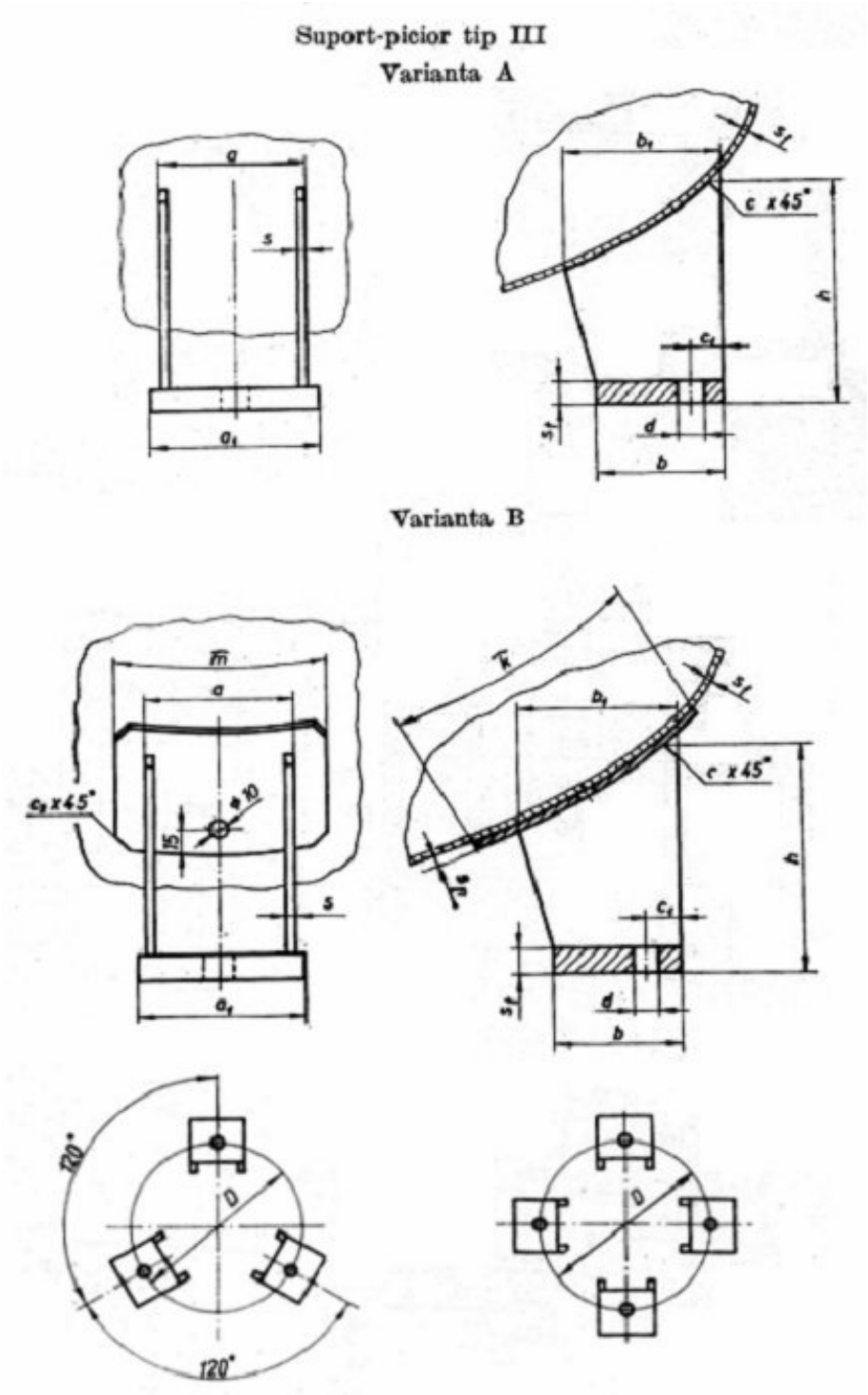

Suport-picior tip III
Varianta A
a
s
a_1
b_1
s_1
c x45°
h
c_1
s_1
d
b
Varianta B
$\overline{m}$
a
a_2x45°
ø10
15
s
a_1
r_1
b_1
s_1
c x45°
h
c_1
s_1
d
b
120°
D
120°
D

Fig. 6.6

Tabelul 6.4

Diametrul nominal al recipientului D_N	Încărcarea pe suport, kN	s_1, min	Suport												Placă de întărire							
			a	s	h	c	a_1	b	b_1	s_t	c_1	d	Masa suport, A	m	k	c_2	s_p					
																	4	6	8	10	12	14	16
																	Masa plăcii, kg/buc						
600;700;800	4	4	90	6	210	6	100	85	120	10	30	26	2,40	130	200	10	0,80	1,2	1,6				
600;700;800;900;1000	10	6	120	8	280	10	140	115	160	14			5,50	170	240	10	1,27	1,9	2,55				
1100																							
900;1000	25	8	150	10	350	10	170	140	200	20		30	12,0	220	300	15		3,1	4,10	5,10			
1100;1200;1300																							
1400;1500																							
1200;1300	40	10	170	12	420	15	200	180	240	24	45	40	19,8	260	360	15		4,4	5,85	7,3			
1400;1500																							
1600;1700																							
1400;1500	63	12	200	14	490	15	230	210	280	30			34,5	310	420	20			8,13	10,2	12,2		
1600;1700;1800;1900;2000;2200;2400																							
1600;1700;1800;2000;2200;2400;2600;2800;3000	100	14	270	18	630	20	310	250	360	32		56	67,9	400	530	25				16,5	19,9	23,2	26,5
1800;2000;2200;2400;2600;2800;3000	160	16	360	24	840	25	400	340	480	40	60		155	500	710	30				27,7	33,3	38,8	44,4
3200																							
3200	250	18	500	34	1200	35	550	490	680	50			358	700	1000	40					76,6		87,5

6.2 Suporturi pentru recipiente orizontale

6.2.1 Tipuri constructive

Cele mai utilizate sunt suporturile tip şa rigidizate cu nervuri. Cu creşterea diametrului nominal al recipientului rezemat, creşte gradul de rigidizare produs de nervuri, fie prin mărirea numărului de nervuri, fie prin extinderea lor.

Suporturile şa pentru recipiente (STAS 10817-82) se execută în trei tipuri constructive:

N1 – suporturi şa cu trei nervuri, utilizate la recipiente cu diametrul nominal D_n 600… D_n 1000 mm, conform fig. 6.7 şi tabelului 6.5;

N2 - suporturi şa cu şase nervuri, utilizate la recipiente cu diametrul nominal D_n 1100… D_n 2000 mm, conform fig. 6.8 şi tabelului 6.6;

N3 - suporturi şa cu opt nervuri, utilizate la recipiente cu diametrul nominal D_n 2200… D_n 3600 mm, conform fig. 6. 9 şi tabelului 6.7;

Suporturile şa tip N1 se execută într-o singură variantă de încărcare, iar celelalte în două variante de încărcare: U – execuție uşoară şi G – execuție grea.

Fiecare tip constructiv se execută în două variante de montare:

F – fix față de fundație, care se montează direct în fundația de beton prin intermediul şuruburilor de fundație;

M – mobil față de fundație, care se montează prin intermediul unei plăci de glisare încastrată în fundație.

Materiale

Suporturile şa se execută din oțel carbon, sau oțel slab aliat, cu limita de curgere de minim 220 N/mm^2.

Se recomandă ca şaua suportului, să fie executată din acelaşi material ca şi fundul sau mantaua recipientului pe care se sudează

La recipientele supuse prescripțiilor tehnice ISCIR, materialul şeii suportului, care se sudează la mantaua acestuia, trebuie să respecte condițiile prescrise pentru. materialele din care se execută mantaua.

6.2.2 Alegerea suporturilor

Alegerea tipului de suport se face în funcție de diametrul nominal al recipientului şi de sarcina maximă pe suport din tabelele 6.5, 6.6 sau 6.7. Sarcina maximă pe suport se calculează conform celor arătate la & 6.1.2.2.

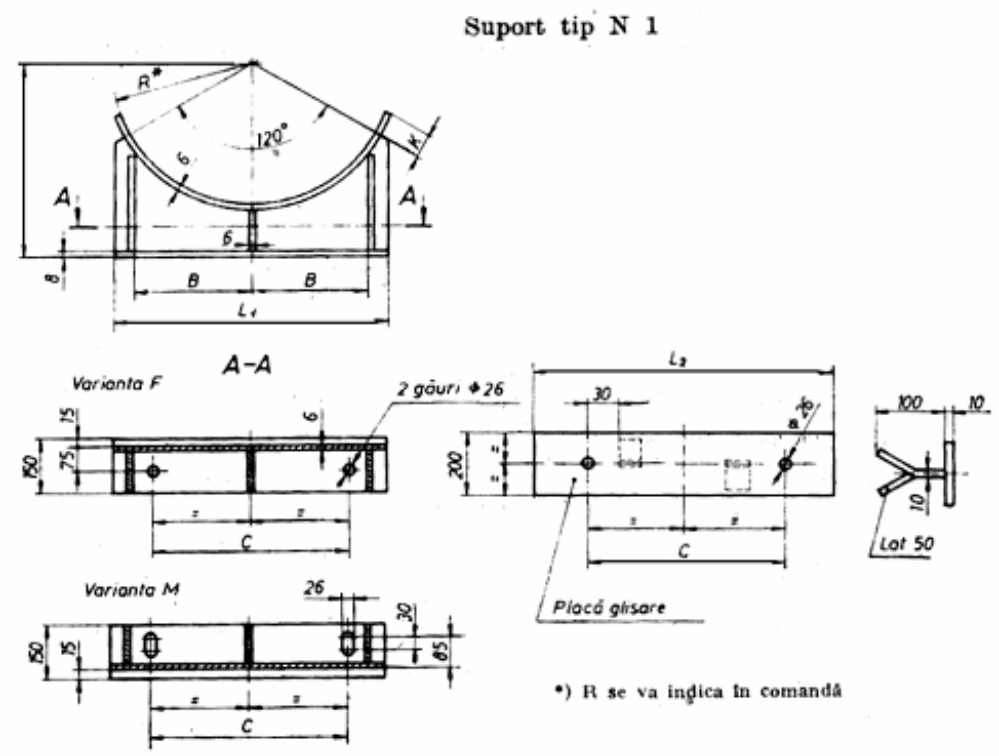


Fig. 6.7

Tabelul 6.5

Diametrul nominal al recipientului D_n	Sarcina maximă pe suport kN	H	L_1	B	C	K	L_2
600	115	500	600	255	450	25	625
700	130	550	700	380	540	25	725
800	150	600	800	345	620	30	825
900	165	650	860	385	710	30	885
1000	170	700	950	430	800	30	975

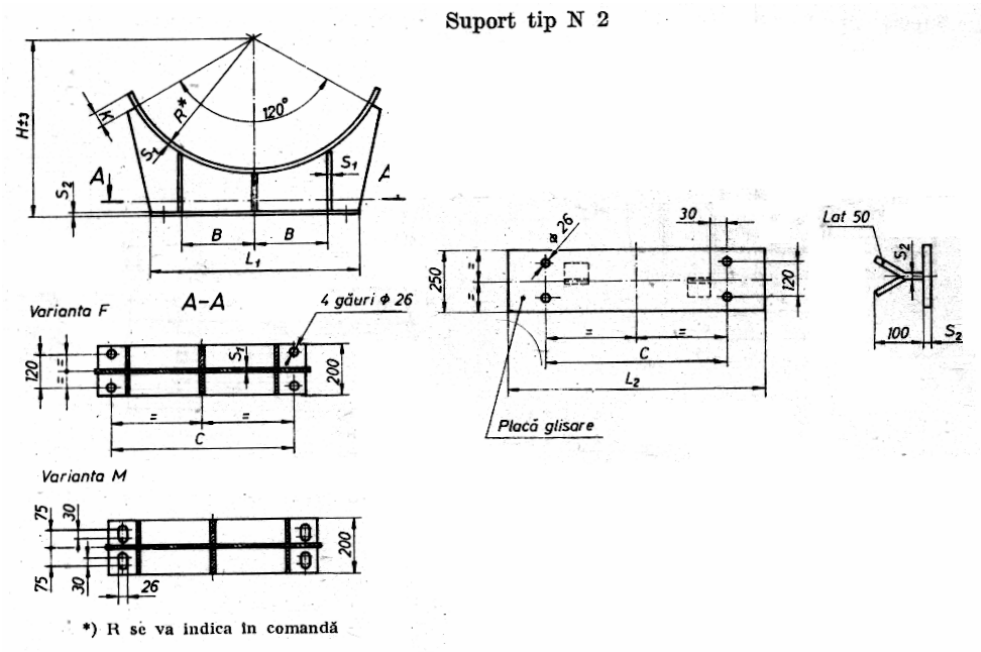


Fig. 6.8

Tabelul 6.6

Diametrul nominal al recipientului D_n	Sarcina maximă pe suport kN		Execuție ușoară		H	L_1	B	C	K	L_2
	Execuție ușoară	Execuție grea	s_1	s_2						
1100	200	300	12	14	750	650	220	550	50	700
1200	195	295	12	14	800	700	250	600	50	750
1300	190	290	12	14	850	760	280	660	50	800
1400	185	285	12	14	900	830	315	730	50	880
1500	180	280	12	14	950	890	345	790	50	940
1600	175	275	12	14	1000	950	375	850	50	1000
1700	170	270	12	14	1050	1020	390	880	100	1070
1800	165	265	12	14	1100	1080	400	930	100	1130
1900	160	260	12	14	1150	1150	430	1000	100	1200
2000	155	255	12	14	1200	1250	480	1100	100	1300

Observație: La execuție grea $s_1 = s_2 = 16$ mm indiferent de valoarea diametrului nominal.

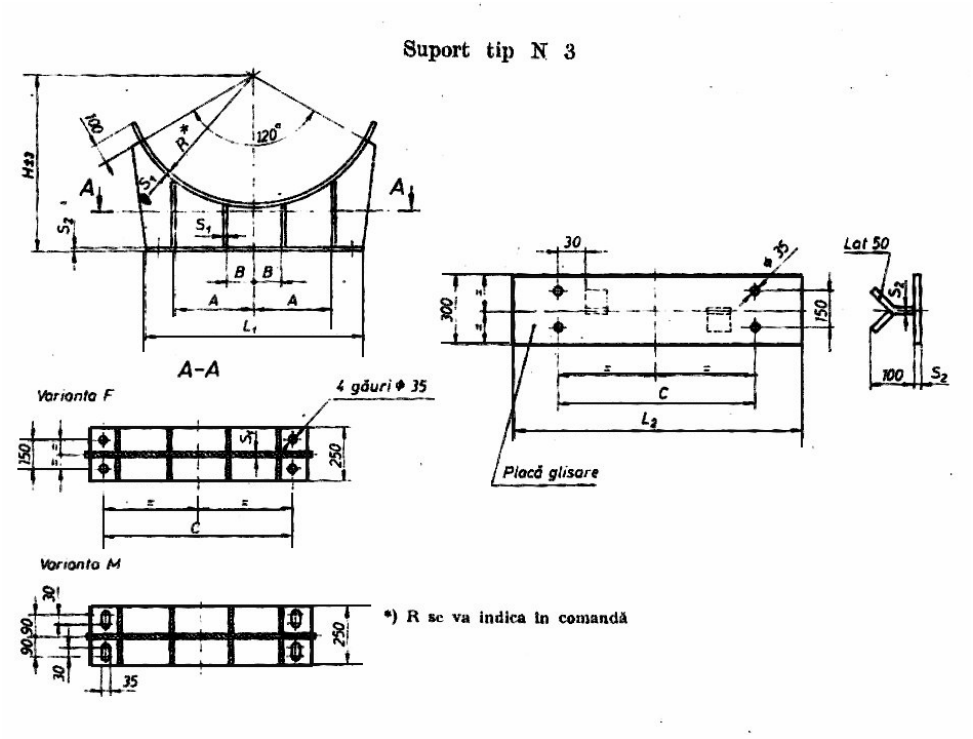


Fig. 6.9

Tabelul 6.6

Diametrul nominal al recipientului D_n	Sarcina maximă pe suport kN		Execuție ușoară		H	L_1	A	B	C	L_2
	Execuție ușoară	Execuție grea	s_1	s_2						
2200	500	600	14	16	1300	1400	600	200	1300	1450
2400	480	580	14	16	1400	1550	680	225	1450	1600
2600	450	550	14	16	1500	1700	750	250	1600	1750
2800	430	530	14	16	1600	1850	800	270	1700	1900
3000	415	515	14	16	1700	1950	850	285	1800	2000
3200	400	500	14	16	1800	2050	900	300	1900	2100
3400	390	490	14	16	1900	2150	950	325	2000	2200
3600	370	470	14	16	2000	2270	1000	330	2150	2350

Observație: La execuție grea $s_1 = s_2 = 20$ mm indiferent de valoarea diametrului nominal.

7. DIMENSIONAREA DISPOZITIVULUI DE AMESTECARE

Schema de principiu şi părţile componente ale unui dispozitiv de amestecare se prezintă în fig.7.1.

7.1 Alegerea mecanismului de acţionare

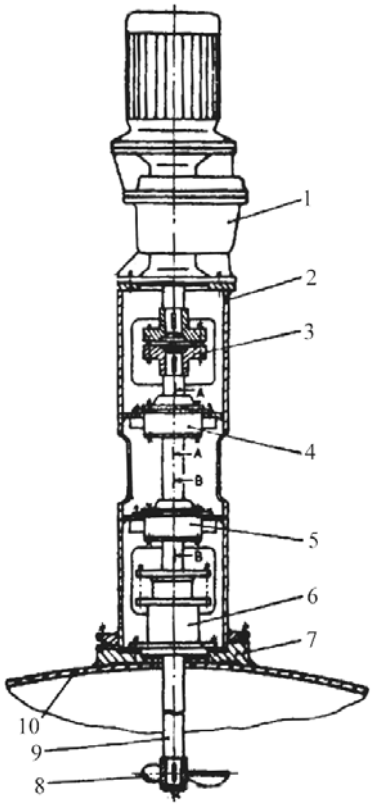


Fig. 7.1
1 – motoreductor; 2 – suport; 3 – cuplaj elastic cu bolţuri; 4 – lagăr superior;5 – lagăr inferior; 6 – dispozitiv de etanşare; 7 – bosaj; 8 – amestecător; 9 – arbore amestecător; 10 – capac recipient

Acţionarea amestecătoarelor mecanice rotative verticale se poate face prin:

- cuplarea direct motor electric - amestecător atunci când se impun turaţii mari, ce corespund gamei 750; 1000; 1500 şi 3000 rot/min ;

- antrenarea cu ajutorul unui reductor în două trepte de tip conico - cilindric, cu arbore de intrare în poziţie orizontală şi arborele de ieşire în poziţie verticală ;

- antrenarea cu ajutorul unui reductor melc - roată melcată sau a unui motoreductor ;

- antrenarea cu ajutorul unei transmisii mecanice cu curele trapezoidale.

Caracteristicile de bază ale acestor motoreductoare sunt date în tabelul 7.1 iar dimensiunile de gabarit şi legătură în fig.7.2 şi tabelul 7.2 (valori în mm).

Tabelul 7.1

Putere motor kw	Turație ieșire rot/min	Randa -ment total	Turație motor rot/min	Raport de transmitere			Simbol tip de bază
				tr.cil.	tr.melc	Total	
0,37	8	0,58	1000	2,5	50	125	80
	12	0,58	1500	2,5	50	125	63
	16	0,58	1000	2,5	25	62,5	63
	25	0,72	1000	1,6	25	40	50
	32	0,73	1000	1,25	25	31,25	50
	48	0,75	1500	1,25	25	31,25	50
0,55	6	0,61	750	2,5	50	125	100
	8	0,58	1000	2,5	50	125	80
	12	0,62	1500	2,5	50	125	80
	16	0,58	1000	2,5	25	62,5	63
	25	0,69	1000	1,6	25	40	63
	32	0,75	1000	1,25	25	31,25	63
	48	0,75	1500	1,25	25	31,25	50
0,75	6	0,61	750	2,5	50	125	100
	8	0,63	1000	2,5	50	125	100
	12	0,74	750	2,5	25	62,5	100
	16	0,64	1000	2,5	25	62,5	80
	25	0,69	1000	1,6	25	40	63
	32	0,75	1000	1,25	25	31,25	63
	48	0,77	1500	1,25	25	31,25	63
1,1	6	0,64	750	2,5	50	125	125
	8	0,66	1000	2,5	50	125	125
	12	0,67	1500	2,5	50	125	100

Tabel 7.1 (continuare)

Putere motor kw	Turație ieşire rot/min	Randa -ment total	Turație motor rot/min	Raport de transmitere			Simbol tip de bază
1,1	16	0,76	1000	2,5	25	62,5	100
	25	0,75	1000	1,6	25	40	80
	32	0,77	1000	1,25	25	31,25	80
	48	0,77	1500	1,25	25	31,25	63
1,5	6	0,68	750	2,5	50	125	160
	8	0,66	1000	2,5	50	125	125
	12	0,71	1500	2,5	50	125	125
	16	0,76	1000	2,5	25	62,5	100
	25	0,79	1000	1,6	25	40	100
	32	0,80	1500	1,6	25	40	80
	48	0,79	1500	1,25	25	31,25	80

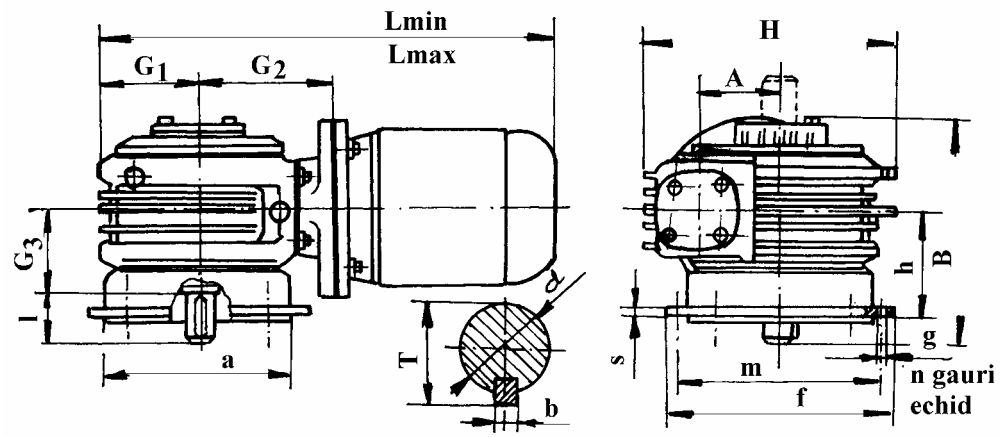


Fig. 7.2

Tabelul 7.2

Tip bază / dimensiuni	50	63	80	100	125	160
G1	76	95	114	132	140	196
G2	100	109	156	182	223	295
m	165	190	248	266	330	412
f	185	210	270	290	360	450
G3	575	70	90	114	130	206
h	102	110	130	155	212	223
H	212	228	274	337	387	490
L_{min} / L_{max}	394/433	413/443	525/550	635/670	752/790	832/1022
s	12	12	14	15	18	24
d	25 j6	30 j6	35 k6	45 k6	50 k6	60 m6
l	42	58	58	82	82	105
T	28	33,3	38,3	48,5	53,5	64
b	8	8	10	14	14	18
g	9	9	12	11	14	18
B	186	210	230	300	360	440
a	144	165	216	224	300	375
n	6	6	6	8	8	8
masa netă, kg	22,800	28,300	49,000	64,500	107,500	167

7.2 Dimensionarea dispozitivului de rezemare a amestecătorului

7.2.1 Arborele amestecătorului

a. *Forme constructive*

Arborele trebuie să corespundă din punct de vedere constructiv dispozitivului de amestecare şi celui de antrenare. Pentru amestecătoarele mecanice rotative verticale, montate la partea superioară a recipientelor, arborele are în general forma constructivă din fig.7.3.

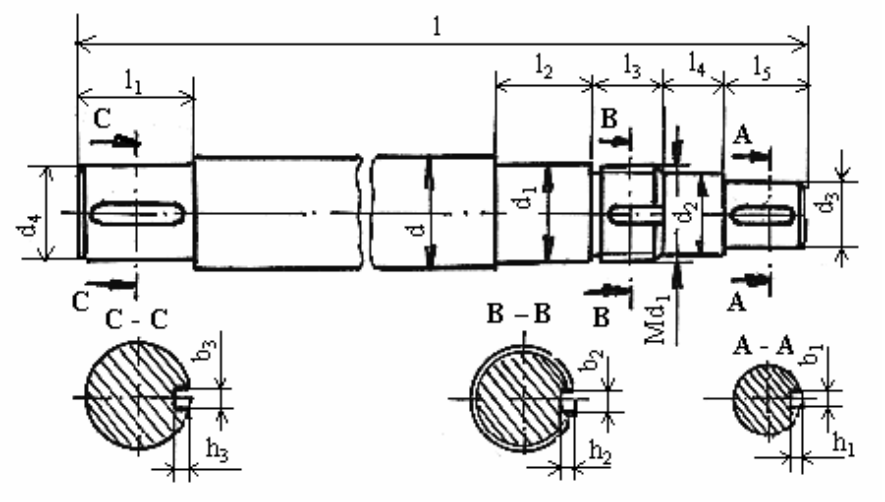


Fig. 7.3

In funcție de varianta constructivă a amestecătorului, capătul inferior al arborelui poate avea una din formele prezentate în fig.7.4.

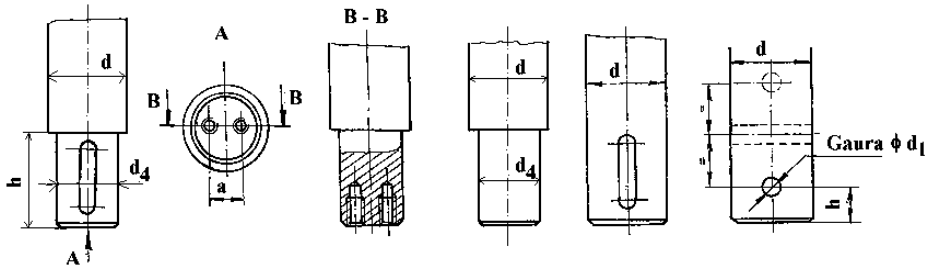


Fig. 7.4

Diametrele nominale şi diametrele treptelor arborilor amestecătoarelor verticale se aleg dintre valorile prevăzute în tabelul 7.3. Valorile diametrelor nominale se utilizează numai pentru arbori verticali cu cutie de etanşare şi reprezintă valoarea diametrului arborelui în dreptul cutiei de etanşare.

Tabelul 7.3

Diametrul nominal al arborelui, mm	30	40	50	60	70	80	90	100	110	125	140
Diametrul treptelor arborelui, mm	25 20 18 16	35 30 24	45 40 35	55 50 45	65 60 56 55	70 65 60	80 75 70 65	90 85 75	100 95 85	110 105 95	120 115 100

Când lungimea arborelui este mare, pentru montarea mai lesnicioasă a dispozitivului de amestecare, există posibilitatea folosirii unui arbore format din două tronsoane, asamblate printr-un cuplaj rigid cu flanşe; cuplajul trebuie să asigure coaxialitatea perfectă a celor două tronsoane, prin şuruburi păsuite sau umăr de centrare.

Arborii verticali în consolă, care în anumite etape ale procesului de amestecare pot avea săgeți mari, periculoase, se prevăd la capătul liber cu un limitator de săgeată, situat în interiorul recipientului (fig.7.5). Lagărele de pe fundul recipientului sunt recomandate pentru turații ale arborelui de cel mult 100 rot/min şi numai dacă substanțele amestecate nu sunt abrazive.

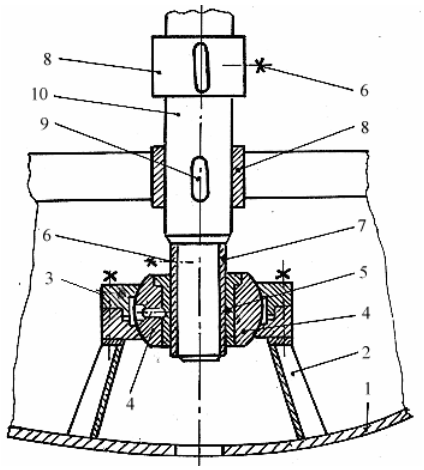


Fig. 7.5
1 - fundul recipientului; 2 – suport; 3 – corpul lagărului; 4 – bucşă sferică; 5 – cuzinet; 6 – ştift filetat; 7 – bucşă antifricțiune;8 – butucul amestecătorului; 9 – pană; 10 - arbore

b. *Dimensionarea arborelui*

Dimensionarea se face din condiția de rezistență la torsiune :

$$d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{tc}}{\pi \cdot \tau_{at}}} \quad [mm], \tag{7.1}$$

în care:

M_{tc} - momentul de calcul, N.mm (calculat cu relația 7.2);

τ_{at} - tensiunea admisibilă la torsiune, MPa.

$$M_{tc} = 9.550.000 \cdot \frac{P}{n} \quad [Nmm], \tag{7.2}$$

în care:

P - puterea motoreductorului, kw ;

n - turația la ieşirea din motoreductor, rot / min.

Arborii se execută în general din oțel carbon obişnuit OL 50 sau OL 60.

In cazul mediilor corozive sau când condițiile procesului tehnologic impun condiții speciale, aceştia se execută din oțeluri inoxidabile. Pentru calculul tensiunilor admisibile se recomandă relațiile:

$$\tau_{at} = (0{,}6...0{,}65)\sigma_{at}; \qquad \sigma_{at} = \frac{R_c}{c} \tag{7.3}$$

în care R_c este limita de curgere a materialului (R_c = 270 MPa pentru OL 50 şi R_c =300 MPa pentru OL 60), iar *c* = 4 este coeficient de siguranță.

Observație: Valoarea obținută pentru "d_5" reprezintă cea mai mică valoare a diametrului pe toată lungimea arborelui. Cu această valoare se merge în tabelul 7.4 de unde se alege valoarea diametrului nominal (în dreptul cutiei de etanşare).

7.2.2 Alegerea sistemului de rezemare

Rezemarea dispozitivului de acționare depinde de lungimea porțiunii de arbore din recipient. In practică cea mai utilizată este dispunerea acționării pe capacul recipientului.

Funcționarea liniştită a unui dispozitiv de amestecare depinde în mare măsură de construcția corectă a lagărelor arborelui amestecătorului. Distanța dintre lagăre, *L* , la arborii în consolă (fig. 7.6), trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura o săgeată mică la capătul liber al acestora; în acelaşi timp însă. distanța *L* este necesar să aibă o

valoare cât mai mică, pentru a nu mări înălțimea recipientului.

Pentru cota *L* se recomandă următoarele valori: 250 ; 325 ; 400 şi 500 mm. Dacă lungimea în consolă a arborelui amestecătorului impune alegerea unor valori în afara celor recomandate se pot adopta valori mai mici de 250 mm sau mai mari de 500 mm, astfel ca raportul între cota *L* şi lungimea în consolă a arborelui să nu depăşească raportul 1/6.

Lagărul superior (fig.7.7) preia, pe lângă sarcinile radiale, şi sarcina axială (greutatea arborelui şi a amestecătorului) care solicită dispozitivul de amestecare; din acest motiv el are în componență doi rulmenți radiali – axiali cu role conice montați în "X"

Lagărul inferior (fig.7.8), este un rulment radial, oscilant, cu role butoi pe două rânduri, asigurând posibilitatea alinierii la deviațiile

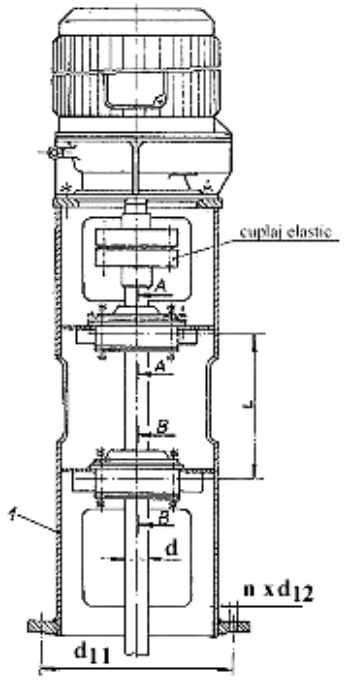


Fig. 7.6

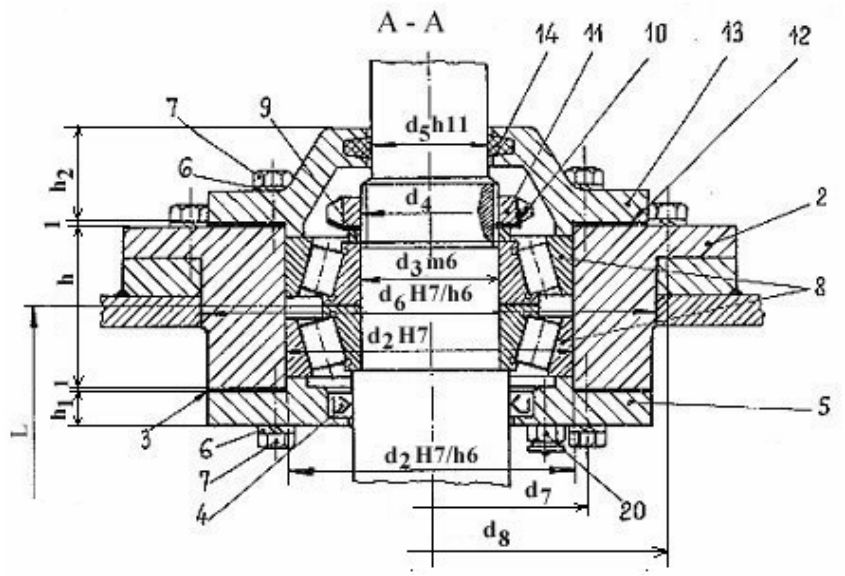


Fig. 7.7

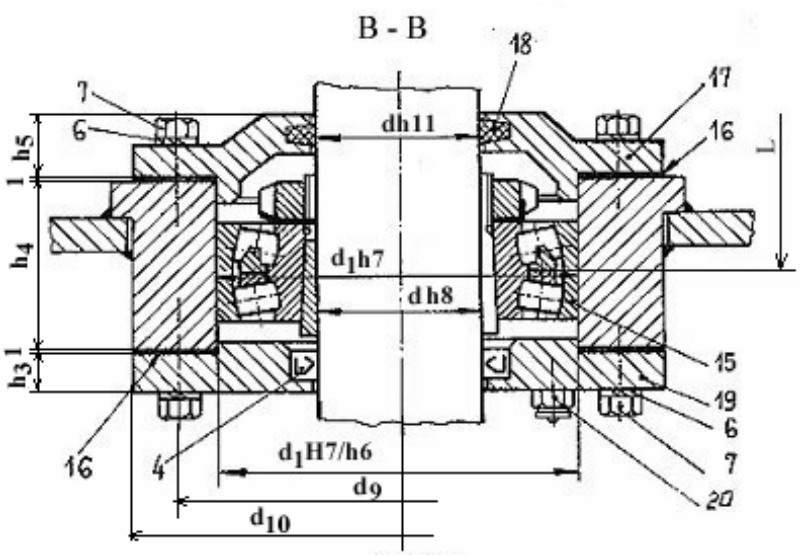


Fig. 7.8

unghiulare ale arborelui.

Dispozitivele de rezemare pentru amestecătoarele verticale, cuplate direct la motorul electric, se execută în 8 mărimi (STAS 10868-77) conform tabelelor 7.4 şi 7.5 (valori în mm).

Tabelul 7.4

Diametrul arborelui în lagărul înferior, d	d_1	d_2	d_3	d_4 filet	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	d_{10}
40	100	72	35	M35 x 1,5	30	115	92	140	120	140
50	120	85	45	M45 x 1,5	40	130	105	155	140	160
60	150	100	55	M55 x 2	50	145	120	170	170	190
70	140	120	65	M65 x 2	60	165	140	190	165	
80	160	125	70	M70 x 2	65	180	150	205	185	210
90	180	140	80	M80 x 2	75	195	165	220	205	230
100	200	160	90	M90 x 2	85	215	185	240	225	250

125	250	200	110	M110 x 2	105	255	225	280	275	300

Tabelul 7.5

Diametrul arborelui în lagărul înferior, d	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	d_{11}	n x d_{12}
40	45	10	27	9	50	19	296	8 x 18
50	49	13			60	25	330	12 x 18
60	53		31		65			
70	57	15	33	11	55		380	12 x 23
80	60				60	29		
90	64		43	13	65	35	440	
100	73	17	41		75	30	470	
125	90		53		90	40		16 x 23

Elementele componente precum şi materialele utilizate pentru execuția lor (fig.7.7 şi 7.8) se prezintă în tabelul 7.6.

Tabelul 7.6

Poz.	Denumirea	Materialul
1.	Turlă sau suport	OLT 35 STAS 8184-87 OL 37 STAS 500/2-80 Fc 200 STAS 568-82 OT 40 STAS 600-82
2	Bucşa lagărului	OL 37 STAS 500/2-80
3	Garnitură	Carton
4	Manşon A STAS 7950/2 - 87	-
5	Capac inferior al lagărului superior	OL 37 STAS 500/2 - 80
6	Şaibă grower MN STAS 7666/2-80	ARC 6A STAS 795-87
7	Şurub cu cap hexagonal STAS 4845-89	OLC 35 STAS 880-88

8	Rulment radial-axial cu role conice pe un rând STAS 3920-87	-

Tabelul 7.6 (continuare)

Poz.	Denumirea	Materialul
9	Inel distanțier	OL 37 STAS 500/2-80
10	Şurub M8 STAS 5815-91	-
11	Piuliță KM STAS 5816-91	OL 42 STAS 500/2-80
12	Set de şaibe de reglare	-
13	Capac superior al lagărului superior	OL 37 STAS 500/2-80
14	Inel de pâslă STAS 6577-70	Pâslă tip A STAS 4218-77
15	Rulment radial-oscilant cu role butoi pe două rânduri STAS 3918-86	-
16	Garnitură	Carton
17	Capac superior al lagărului inferior	OL 37 STAS 500/2-80
18	Inel de pâslă STAS 6577-70	Pâslă tip A STAS 4218-77
19	Capac inferior al lagărului inferior	OL 37 STAS 500/2-80
20	Ungător UB1/PU1 STAS 116-88	-

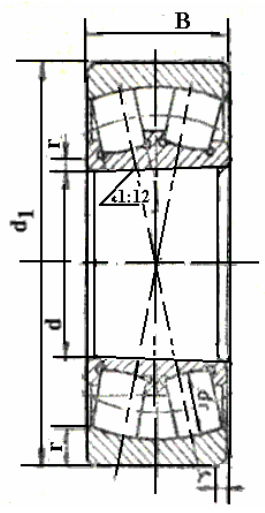


Fig. 7.9

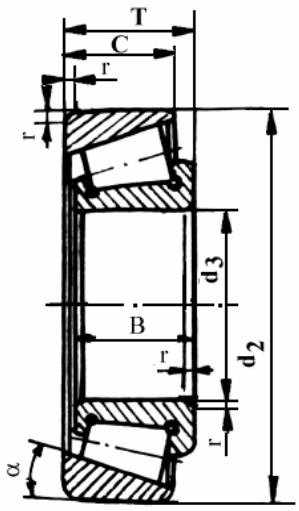


Fig. 7.10

Dimensiunile rulmenților radiali, oscilanți, cu role butoi pe două rânduri (fig.7.9) şi ale rulmenților radiali axiali cu role conice pe un rând (fig.7.10), se prezintă în tabelul 7.7.

Tabelul 7.7

Rulmenți radiali , oscilanți, cu role butoi pe două rânduri					Rulmenți radiali axiali cu role conice pe un rând						
Simbol rulment	d	d_1	B	Sarcina radială C, [kN]	Simbol rulment	d_3	d_2	B	C	T	Sarcina radială C, [kN]
22309K	45	100	34	120	30207	35	72	17	15	18,25	52,1
22311K	55	120	43	173	30209	45	85	19	16	20,75	63,9
22314K	70	150	51	270	30211	55	100	21	18	22,75	88,7
22216K	80	140	33	153	30213	65	120	23	20	24,75	94,1
22218K	90	160	40	212	30214	70	125	24	21	26,25	108
22220K	100	180	46	270	30216	80	140	26	22	28,25	127
22222K	110	200	53	355	30218	90	160	30	26	32,50	166
22228K	140	250	68	540	30222	110	200	38	32	41,00	260

7.2.3 Alegerea suportului

Suportul este elementul constructiv al unui dispozitiv de amestecare ce asigură montarea corectă a motoreductorului şi a lagărelor arborelui . Prinderea de recipient se face cu ajutorul unei flanşe prin intermediul căreia se fixează pe bosajul sudat 7 de recipient (fig.7.1).

Operațiile de montare şi întreținere ale rulmenților, cuplajului şi dispozitivul de etanşare sunt posibile datorită unor ferestre dreptunghiulare decupate în corpul cilindric al suportului (fig.7.11).

Suportul propriu zis se poate executa în construcție sudată sau turnată. Rigiditatea acestuia trebuie să fie armonizată cu rigiditatea dispozitivului de amestecare şi cu rigiditatea capacului recipientului.

In tabelul 7.8 se dau dimensiunile suporturilor executate în construcție sudată, în funcție de diametrul arborelui în lagărul inferior (valori în mm).

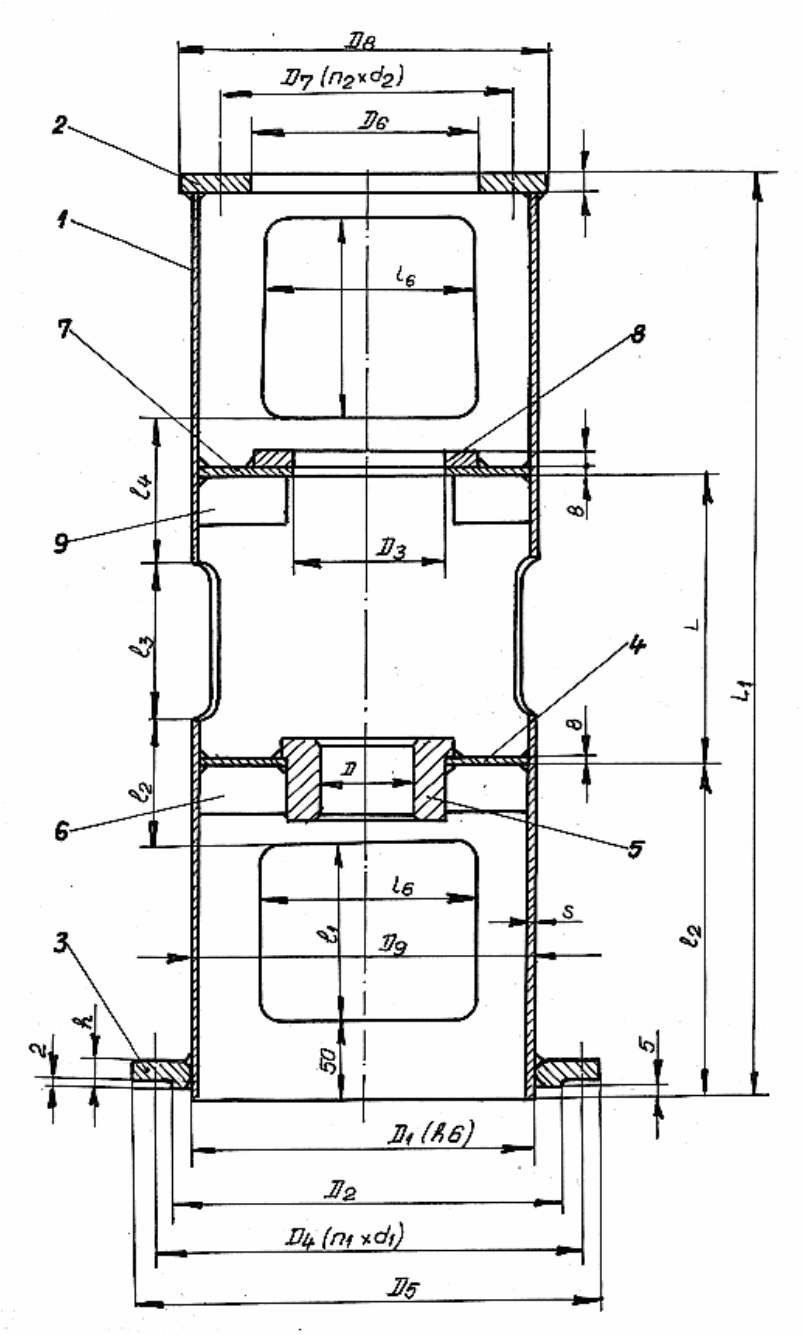
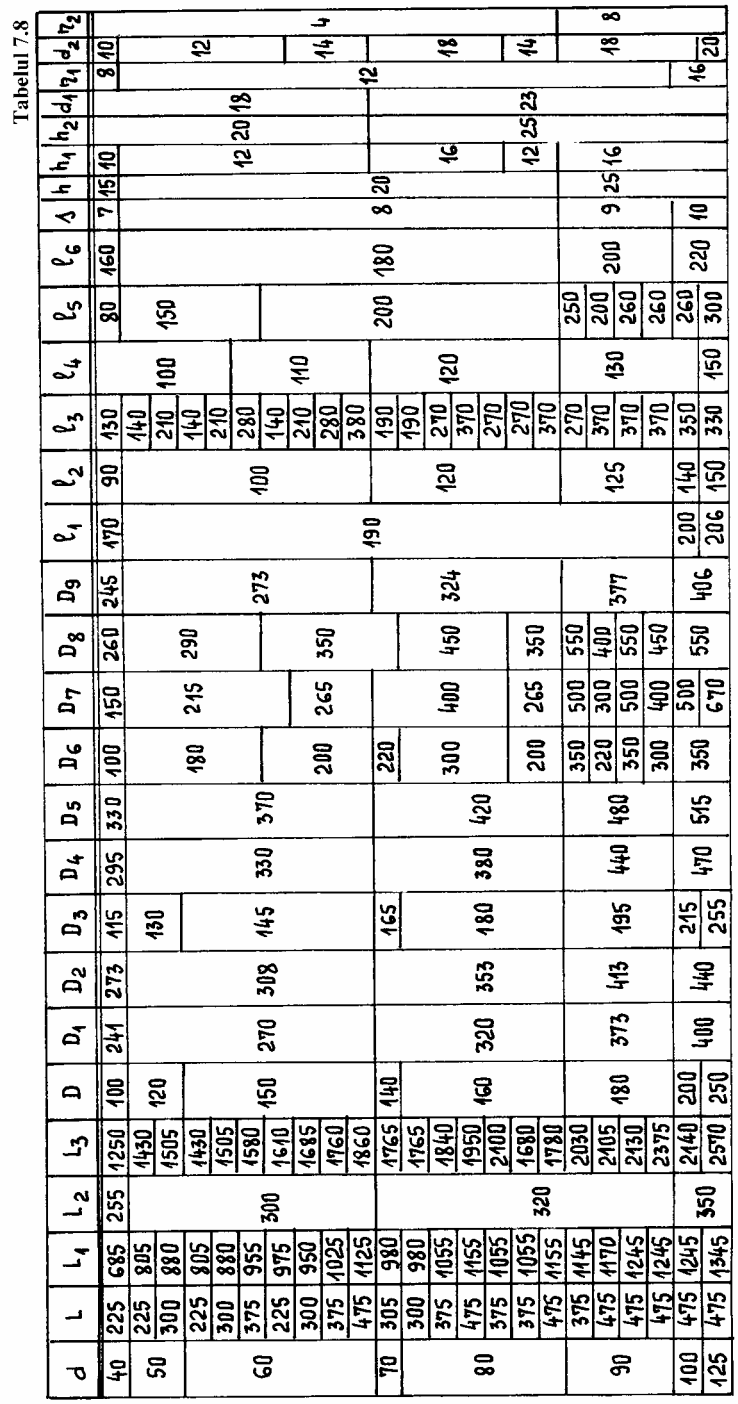

D8
D7 (n2×d2)
D6
2
1
l6
7
8
l4
9
B
D3
L
l3
4
L1
θ
D
l2
6
5
l6
S
l1
D9
3
l2
h
2
50
5
D1 (h6)
D2
D4 (n1×d1)
D5

Fig. 7.11

Tabelul 7.8



d	L	L_1	L_2	L_3	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	δ	h	h_1	h_2	d_1	r_1	d_2	r_2
40	225	685	255	1250	100	241	273	115	295	330	100	150	260	245	170	90	130		80	160	7	15	10			8	10	4
50	225	805	320	1430	120	270	308	130	330	370	180	215	290	273	190	100	140	100	150	180	8	20	12	18	12	12		
	300	880		1505													210							20				
60	225	805		1430	150	270	308	145	330	370	180	215	290	273	190	100	140	110	150	180	8	20	12	18	12	14		
	300	880		1505													210							20				
	375	955		1580													280							20				
	225	975	300	1610							200	265	350				140		200					25				
	300	950		1685													210							23				
	375	1025		1760													280							23				
	475	1125		1860													380							23				
70	305	980		1765	140			165			220				190		190		200									
80	300	980		1765	160	320	353	180	380	420	300	400	450	324		120	190	120										
	375	1055		1840													270											
	475	1155		1950													370											
	375	1055		2100													270											
	475	1155	320	1680							200	265	350				270											
	375	1145		1780													370											
90	375	1145		2030	180	373	413	195	440	480	350	500	550	377		125	270	130	250	200	9	25	16		18	8		
	475	1170		2105							220	300	400				370		200									
	475	1245		2130							350	500	550				370		260									
	475	1245		2375							300	400	450				370		260									
100	475	1245	350	2440	200	400	440	215	470	515	350	500	550	406	200	140	350	150	260	220	10				16	20		
125	475	1345		2570	250			255				670			206	150	330		300									

7.2.4 Dimensionarea cutiei de etanşare

Cele mai uzuale dispozitive de etanşare sunt :
- dispozitive de etanşare mobile cu contact, cu umplutură moale (presetupe);
- dispozitive de etanşare cu inele alunecătoare (sau etanşări frontale).

7.2.4.1 Dispozitive de etanşare cu umplutură moale

Aceste dispozitive se construiesc în următoarele variante :
- fără răcire a corpului, fig.7.12 şi tabelul 7.9 (valori în mm) ;
- cu răcire a suprafeței interioare a inelelor de etanşare ;
- cu răcire a suprafeței exterioare a inelelor de etanşare.

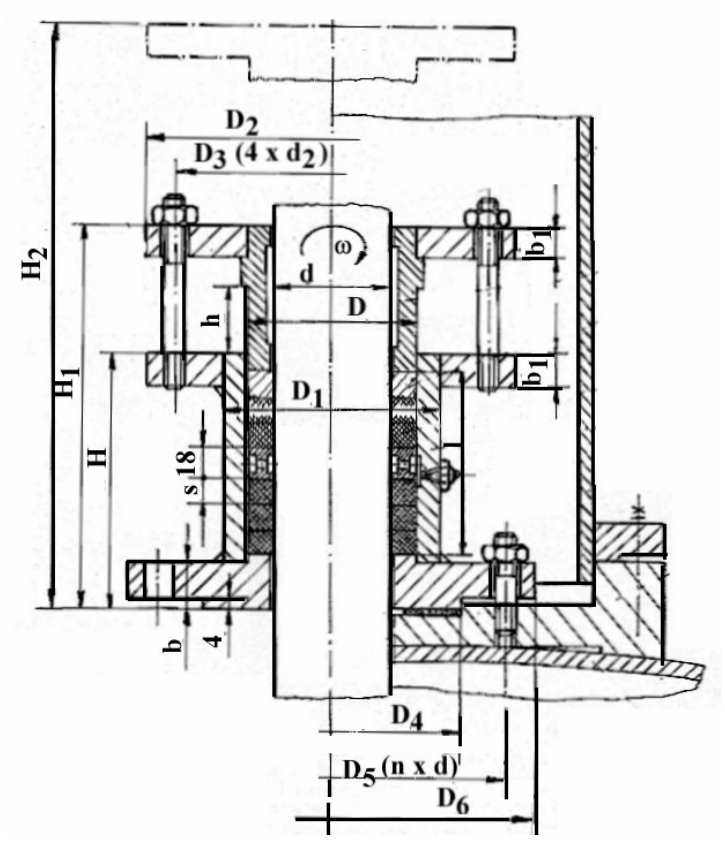


Fig. 7.12

Tabelul 7.9

d	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	n	d_1	d_2	s
40	60	84	155	125	110	135	170	4	M16	M12	10
50	70	94	180	145	110	145	180	4	M16	M16	10
60	84	108	195	155	120	160	195	8	M16	M16	12
70	94	118	210	170	150	180	215	8	M16	M16	12
80	108	136	220	180	175	210	245	8	M16	M16	14
90	118	146	235	195	175	210	245	8	M16	M16	14
100	128	156	250	210	200	240	280	8	M20	M20	14
125	155	183	290	240	220	260	310	8	M20	M20	14

Tabelul 7.9 (continuare)

d	h	H	H_1	H_2	b	b_1	Lungime locaş garnitură, ℓ, mm	
							$0 \le Pn \le 0,6$ MPa	$0,6 \le Pn \le 1,6$ MPa
40	20	110	159	225	18	14	68	88
50	20	110	163	235	18	18	68	88
60	24	126	183	255	20	18	78	102
70	24	128	185	255	22	18	88	112
80	28	144	205	290	24	18	108	140
90	28	144	205	290	24	18	108	140
100	28	144	205	290	24	22	112	144
125	28	144	205	290	24	22	112	144

7.2.4.2 Dimensionarea cutiei de etanşare

Lăţimea inelelor de etanşare, b (fig.7.13) se alege în funcţie de diametrul arborelui în dreptul cutiei de etanşare *d* şi se calculează cu relaţia :

$$b = (1,2...1,4)\sqrt{d} \quad [mm] \tag{7.4}$$

Atunci când este necesar, în stratul de umplutură moale se intercalează un inel pentru ungere, având forma şi dimensiunile conform figurii 7.14 şi tabelului 7.10 (valori în mm).

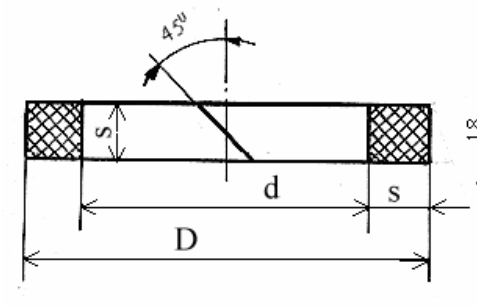


Fig.7.13

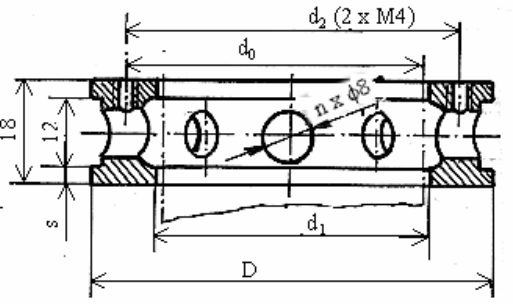


Fig. 7.14

Tabelul 7.10

d	40	50	60	70	80	90	100	125
d_1	41	51	61	71	81	91	101	126
d_2	50,5	60,5	72,5	84,5	94,5	104,5	114,6	140,5
D	60	70	84	94	108	118	128	155
n	4	4	4	4	4	4	6	6

Materialul de etanşare trebuie să fie elastic, deformabil, să reziste la acţiunea mediului etanşat, la parametri de regim (temperatură, presiune), să aibă un coeficient mic de frecare cu arborele, să poată fi îmbibat cu lubrifiant pe care să-l păstreze un timp îndelungat şi să nu fie abraziv faţă de materialul arborelui.

Ca materiale pentru execuţia inelelor de etanşare se utilizează: cânepă, bumbac, iută, pâslă, cauciuc, teflon. Inelele se execută din şnur de secţiune pătrată, secţionate înclinat faţă de rază, iar porţiunea secţionată a două inele consecutive se montează decalat.

Presiunea de etanşare a capacului , p_L , se calculează cu relaţia :

$$p_L = \frac{p_c}{k} \cdot e^{\frac{2\mu k \ell}{s}} \quad [MPa] \tag{7.5}$$

în care: p_c - presiunea de calcul, MPa ;

k = 0,77 - coeficient al etanşării ;

μ - coeficient de frecare între arbore şi garnitură (μ = 0,09 pentru azbest uscat ; μ = 0,07 pentru azbest grafitat) ;

ℓ - lungimea cutiei de etanşare, mm (v. tabelul 7.9) ;

s - lățimea umpluturii pe rază, mm (v. tabelul 7.9).

Celelalte elemente constructive ale cutiei de etanşare conform figurii 7.12 şi tabelului 7.9.

Verificarea prezoanelor

Pentru ca prezoanele să reziste la solicitarea de tracțiune la care sunt supuse trebuie îndeplinită condiția :

$$\sigma_t = \frac{4\,\beta \cdot F_0}{\pi\, d_2^2} \le \sigma_{a\,t} \qquad (7.6)$$

în care:

β = 1,3 - factor ce ține cont de solicitarea suplimentară la torsiune ;

F_0 - forța ce solicită un prezon, N ($F_0 = F / n$);

F - forța de precomprimare a garniturii, N ;

d_2 - diametrul prezonului (v. tabelul 7.9).

n - numărul de prezoane (v.tabelul 7.9) ;

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_L \quad [N], \qquad (7.7)$$

unde:

D - diametrul locaşului pentru garnitură, mm (v. tabelul 7.9);

d - diametrul arborelui în dreptul cutiei de etanşare, mm ;

σ_{at} - tensiunea admisibilă la tracțiune, mm ($\sigma_{at} = R_{0,2} / c$; $c = 4$)

Prezoanele se execută din OL 37 STAS 500/2-80 cu $R_{0,2}$ = 240 MPa.

7.3 Tipuri de amestecătoare rotative verticale

Amestecătoarele sunt destinate transmiterii energiei mecanice de la elementele dinamice ale utilajului către mediul amestecat.

Tipul amestecătorului se alege în primul rând în funcție de procesul tehnologic urmărit. Această operație este complexă, având în vedere problemele multiple ce apar în obținerea unui spectru de curgere optim şi asigurarea unui timp redus de amestecare. Majoritatea proceselor de amestecare în mediu lichid se realizează cu amestecătoare standardizate: cu brațe, tip ancoră, tip paletă, tip cadru, tip elice, tip Impeller, tip dispersor etc. Pentru cazuri deosebite de amestecare s-au proiectat tipuri specifice de amestecătoare.

7.3.1 Amestecătoare cu brațe

Aceste amestecătoare se utilizează la: reacții chimice, transfer termic, dizolvare, omogenizare, realizarea de suspensii uşoare. Se caracterizează prin viteză periferică maximă de 3,5 m/s la o turație cuprinsă între 8 şi 16o rot/min. Vâscozitatea dinamică a fluidului se impune a fi mai mică de 20 Pa.s.

Pe un arbore se pot monta 1…4 amestecătoare, alternativ la 90^0 unul față de celălalt, vertical sau înclinate față de verticală, cu un unghi de $(30…45)^0$.

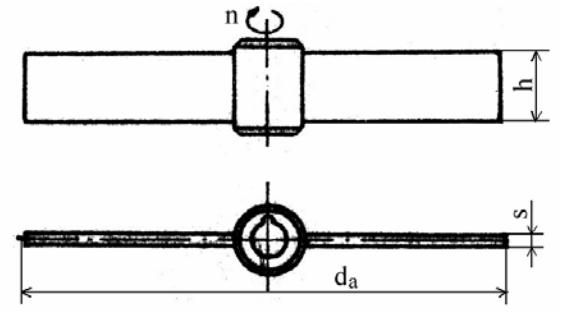


Fig. 7.15

Amestecătorul cu brațe poate fi folosit în vase prevăzute cu sau fără şicane.

Direcția de curgere a fluidului în primul caz este preponderent verticală, iar în cel de al doilea circumferențială. Grosimea şicanelor nu depăşeşte 12 mm, ea alegându-se în general egală cu grosimea peretelui recipientului.

In fig.7.15 se prezintă forma unui amestecător cu brațe standardizat (STAS 10591-76), iar în tabelul 7.12 modul de alegere şi dimensiunile de amplasare ale acestuia, în mm.

In practică grosimea brațelor amestecătorului, s , se adoptă $s = 0{,}1\ h$ şi se verifică la încovoiere.

Normativul IPROCHIM recomandă folosirea amestecătorului cu brațe din fig.

7.16, executat din cornier şi având dimensiunile din tabelul 7.11.

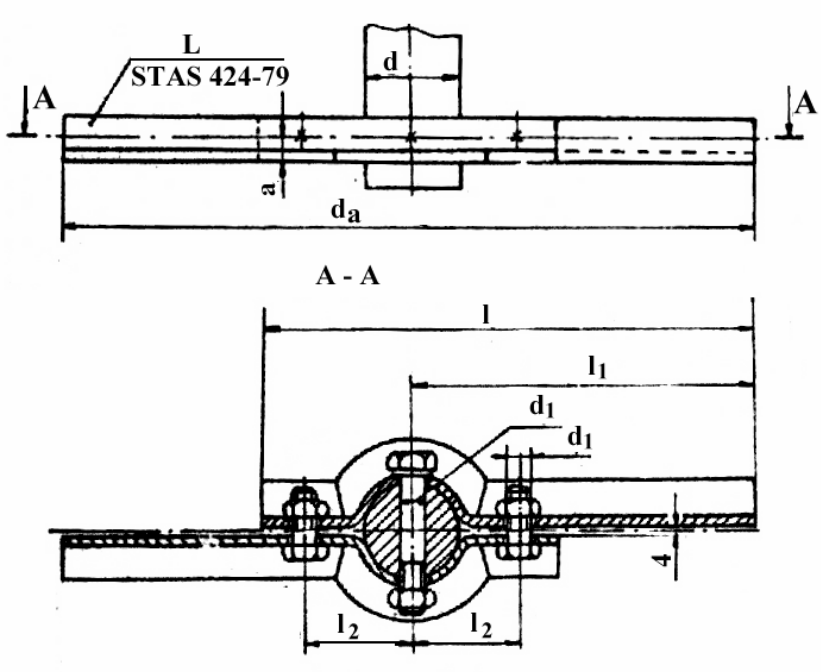
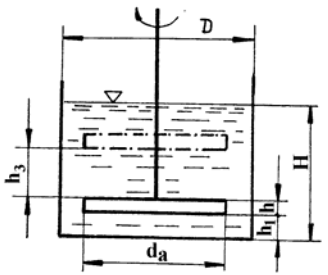


Fig. 7.16

Tabelul 7.11

d	d_a	L	l	l_1	l_2	a	d_1	Masa kg/buc
40	500	80x80x10	350	250	70	50	20	8,0
50	500							8,02
60	500	140x140x12	380		95	80	24	22,35
	800		530	400				30,30
70	800	150x150x12			110	90	27	37,40
	1250		775	625				54,35
80	1000		650	500				45,32
90	1000	160x160x14	660		120	95	30	51,90
	1250		785	625				59,00
100	1250							60,60
125	1250		805		140			62,85

Amestecator cu brate **Tabelul 7.12**



$d \approx (0,5 \ldots 0,9)\ D$
$h \approx (0,05 \ldots 0,15)\ D$
$h_1 \approx (0,05 \ldots 0,15)\ D$
$h_3 \approx (0,2 \ldots 0,33)\ D$
$H \approx (1 \ldots 1,5)\ D$

Domeniul de utilizare recomandat: dizolvări, preparări de suspensii cu densitate mică, amestecare de lichide cu viscozitate mică și medie, etc.

Diametrul d_a	Diametrul interior al recipientului, D																				Turația, n rot/min	Viteza periferică m/s max.
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	
320																						50...160	3,5
400																						32...160	
500																						25...125	
630																						12...100	
800																						12...80	
1000																						12...50	
1250																							
1400																						10...40	
1600																							
1800																						10...32	
2000																							
2200																						10...25	
2500																						8...25	

OBSERVAȚII:

Pe arborele unui amestecător se pot monta mai multe perechi de brațe orizontale sau înclinate.

Dimensiuni principale pentru brațele amestecătoarelor verticale, conform STAS 10591-76.

7.3.2 Amestecătoare cu paletă

Amestecătorul cu paletă (fig.7.17) se poate folosi pentru transfer de căldură, omogenizări, reacții chimice pentru lichide cu vâscozități medii şi mici, preparări de suspensii uşoare. Viteza periferică maximă 1,9 m/s. Se foloseşte cu sau fără şicane.

In cazul folosirii şicanelor direcția de curgere este preponderent verticală, iar când nu se folosesc şicane, preponderent circumferențială. Uneori pentru creşterea randamentului amestecării se pot folosi palete prevăzute cu găuri. Viteza periferică maximă este de 1,9 m/s în gama de turații cuprinsă între 20 şi 100 rot/min. Modul de alegere şi dimensiunile de amplasare ale acestuia, în mm, se prezintă în tabelul 7.13.

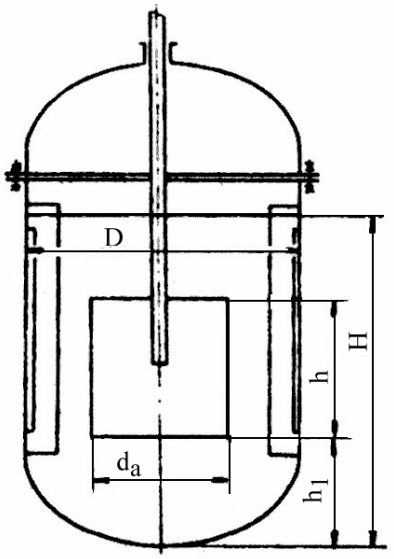


Fig. 7.17

7.3.3 Amestecătoare tip cadru

Acest amestecător (fig. 7.18) se poate folosi pentru dizolvări, preparări de suspensii uşoare, amestecuri de lichide cu vâscozități mici şi medii. Pentru volume mari se recomandă numai dacă vâscozitatea dinamică este mai mică de 0,1 Pa.s.

Se foloseşte cu sau fără şicane.

Modul de alegere şi dimensiunile de amplasare ale acestuia, în mm, se prezintă în tabelul 7.14.

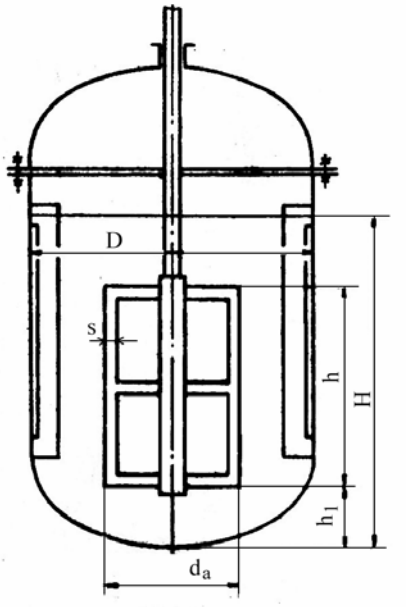
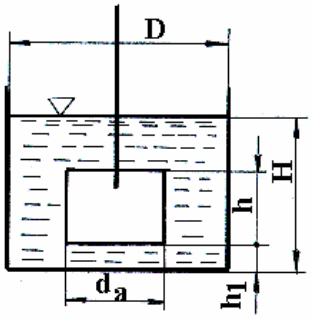


Fig. 7.18

Amestecator cu paleta **Tabelul 7.13**



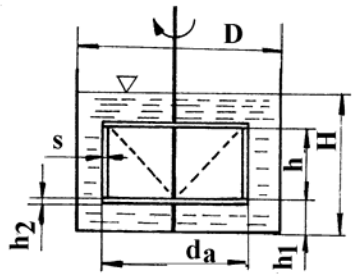
$d \approx 0{,}5\ D$
$h \approx (0{,}9 \ldots 1)\, d_a$
$h_1 \approx (0{,}1 \ldots 0{,}2)\, D$
$H \approx (1 \ldots 1{,}5)\, D$

Domeniul de utilizare recomandat: dizolvări, preparări de suspensii cu densitate mică, amestecare de lichide cu viscozitate mică și medie, etc.

Diametrul d_a	Diametrul interior al recipientului, D										Turația, n rot/min	Viteza periferică, m/s max.
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800		
320	▨										50...100	1,9
360		▨										
400			▨								40... 80	
450				▨								
500					▨						32... 63	
560						▨						
630							▨				25... 50	
710								▨				
800									▨		20... 40	
900										▨		

Amestecator tip cadru

Tabelul 7.14



$d_a \approx (0,5 \ldots 0,7)D$
$h_2 \approx (0,05 \ldots 0,15)d_a$
$h_1 \approx 0,1\ D$
$h \approx (0,5 \ldots 0,8)d_a$
$s \approx (0,05 \ldots 0,15)d_a$
$H \approx (1 \ldots 1,5)D$

Domeniul de utilizare recomandat: dizolvări, preparări de suspensii cu densitate mică, amestecări de lichide cu viscozitate mică și medie

Diametrul d_a	Diametrul interior al recipientului, D												Turația, n rot/min	Viteza periferică m/s max.
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200		
320													50...125	2,1
400													40...100	
500													32... 80	
630													25... 63	
800													20... 50	
1000													16... 40	
1250													12... 32	
1600													10... 25	

OBSERVAȚIE: — Cadrul poate fi întărit prin diagonale.

7.3.4 Amestecătoare tip ancoră

Se recomandă pentru reacții chimice pentru lichide cu vâscozități medii şi mari, transfer de căldură, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii medii şi grele, cristalizări. Pot fi folosite la viteze periferice maxime de 3 m/s şi la turații cuprinse între 3,5 şi 100 rot/min.

Aceste amestecătoare se utilizează în vase fără şicane (fig.7.19), direcția de curgere a mediului de lucru fiind circumferențială. Se recomandă utilizarea lor în recipiente cu diametrul interior mai mic de 2800 mm.

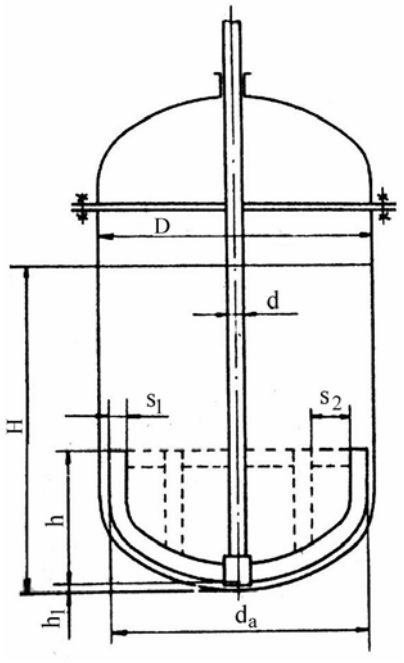


Fig. 7.19

Pentru recipiente cu D > 1200 mm se recomandă utilizarea ancorei duble.

In fig. 7.20 se prezintă forma unui amestecător tip ancoră standardizat. Grosimea s se adoptă din relația $s = 0{,}1\ s_1$, fiind necesară verificarea brațului amestecătorului la solicitări compuse (încovoiere şi torsiune).

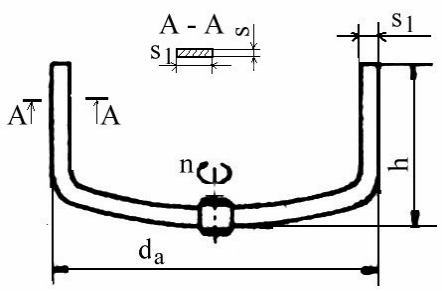


Fig. 7.20

Când brațele amestecătorului nu îndeplinesc condiția de rezistență mecanică, acestea se rigidizează cu nervuri.

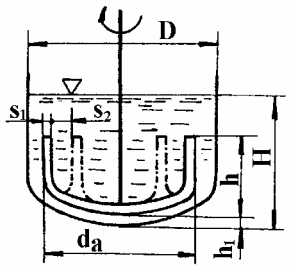
Dimensiunile amestecătoarelor tip ancoră, conform STAS 10593-76 (fig.7.19), în mm, se prezintă în tabelul 7.15, iar dimensiunile de amplasare şi modul de alegere în tabelul 7.16.

Tabelul 7.15

d_a	530	630	710	800	900	950	1060	1120	1250	1320	1400	1500
h	265	315	355	400	450	475	530	560	625	660	700	750
s_1	40	45	50	50	60	60	70	80	80	90	90	90

Amestecator tip ancora

Tabelul 7.16



$d_a \approx (0{,}83 \ldots 0{,}98)D$
$h \approx (0{,}4 \ldots 0{,}5)\, d_a$
$h_1 \approx (0{,}02 \ldots 0{,}05)D$
$s_1 \approx 0{,}066\, d_a$
$s_2 \approx 0{,}165\, d_a$
$H \approx (1 \ldots 1{,}5)D$

Domeniul de utilizare recomandat: amestecări de lichide sau suspensii cu viscozitate medie și mare, în special pentru evitarea formării de cruste.

Diametrul d_a	Diametrul interior al recipientului, D																		Turația, n rot/min	Viteza periferică m/s max.
	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	
530																				25...100	3
630																				20... 80	
710																					
800																				16 ... 63	
900																				10 ... 63	
1060																				10 ... 50	
1120																					
1250																				10 ... 40	
1320																					
1400																					
1500																				10 ... 32	
1600																					
1700																				8 ... 32	
1800																					
2000																					
2120																				8 ... 25	
2240																					
2360																				8 ... 20	
2500																				6,3...20	
2650																					
2800																					
3200																				6,3...16	

7..3.5 Amestecătoare turbină disc

Amestecătoarele turbină disc (fig. 7.21) se utilizează în diverse domenii cum ar fi: reacţii chimice pentru lichide cu vâscozităţi mici şi medii, transfer de căldură, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii uşoare, dispersii de gaze, emulsii, absorbţii de gaze. Se recomandă pentru operaţii în cursul cărora are loc variaţia vâscozităţii mediului de lucru. Viteza periferică maximă este de 8,4 m / s la o turaţie cuprinsă între 100 şi 1500 rot/min. şi o vâscozitate dinamică a fluidului mai mică de 20 Pa.s.

Se poate folosi în vase cu şi fără şicane. Direcţia de curgere a fluidului este preponderent verticală cu componentă circumferenţială în cazul folosirii şicanelor şi preponderent circumferenţială cu componentă verticală în cazul în care nu se utilizează şicane. Dimensiunile de amplasare şi modul de alegere se prezintă în tabelul 7.17.

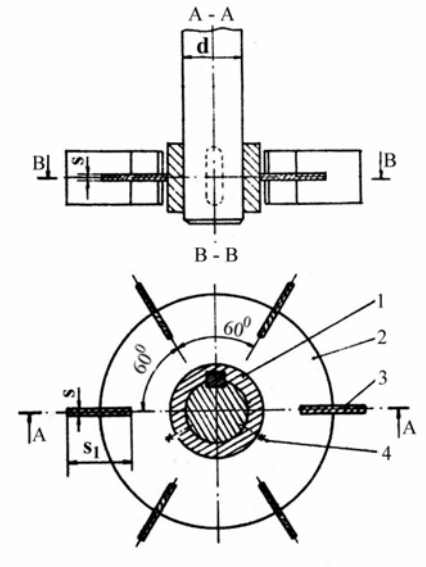


Fig. 7.21
1 – butuc; 2 - disc; 3 – pale;
4 – ştift filetat

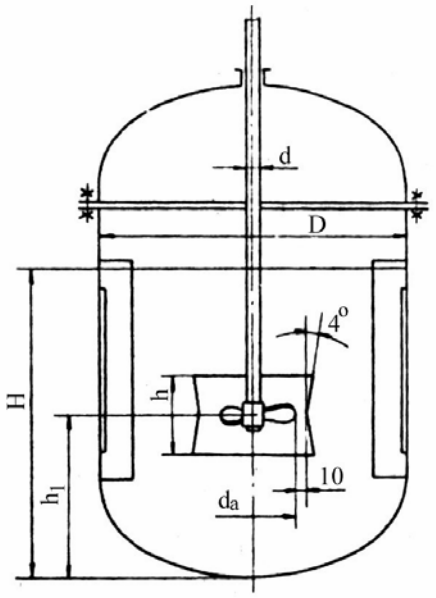
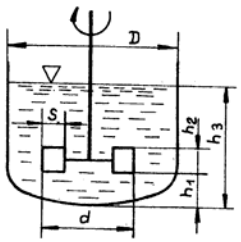


Fig. 7.22

7.3.6 Amestecătoare tip elice

Amestecătoarele tip elice (fig.7.22) se recomandă pentru: reacţii chimice pentru lichide cu vâscozităţi mici şi medii, dizolvări, omogenizări, preparări de suspensii uşoare, dispersii de gaze, emulsii. Viteza periferică maximă este de 12,6 m/s, la turaţii cuprinse între 100 şi 1500 rot/min. Aceste amestecătoare se pot utiliza în vase cu sau fără şicane,

Amestecator tip turbina disc **Tabelul 7.17**



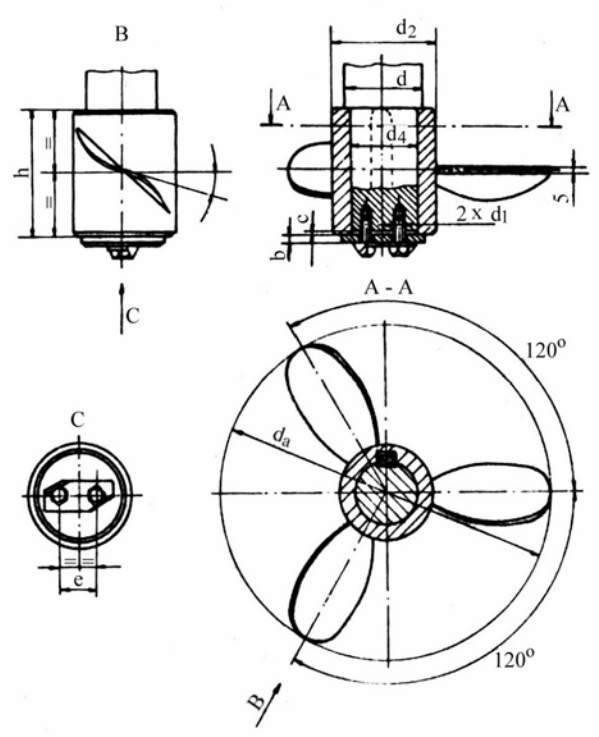
$d \approx (0{,}22 \ldots 0{,}42)\, D$
$h_1 \approx (0{,}7 \ldots 1{,}6)\, d$
$h_2 \approx 0{,}2\, d$
$s \approx 0{,}25\, d$
$h_3 \approx (1 \ldots 1{,}5)\, D$

Domeniul de utilizare recomandat: dizolvări, preparări de suspensii cu densitate mică, amestecări de lichide cu vîscozitate mică și medie, dispersări de gaze, preparări de emulsii

Diametrul d	Diametrul recipientului, D																					Turația, n rot/min	Viteza periferică m/s max.
	356	406	457	508	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	
100																							125...1500	8,4
125																							125...1000	
160																								
200																							125... 750	
250																							125... 630	
320																							100... 500	
400																							100... 400	
500																							100... 320	
630																							100... 250	
710																							100... 200	
800																								
900																							100... 160	
1000																								

OBSERVAȚII: Pentru recipientele cu $D \leqslant 508$, D reprezintă diametrul exterior.
Pentru recipientele cu $D > 508$, D reprezintă diametrul interior.

direcția de curgere a fluidului fiind în primul caz preponderent verticală, iar în cel de al doilea circumferențială . Normativul IPROCHIM recomandă folosirea amestecătorului tip elice din fig.7.23 executat după datele din tabelul 7.18.



Fig, 7.23

Tabelul 7.18

d_a	d_4	d_2	h	d_1	e	b	c	Masa kg/buc
200	35	55	58	M8	20	3,5	3	1,08
200	45	70	64			6	4	1,64
320			74					2,60
250	55	80	70	M12	30	8	5	2,45
400			85					3,75
500			95					5,30
320	65	95	85		36			3,95
500			105					6,41
400	75	115	100		40	10		7,02
500			115					8,85
400	85	130	110		45			8,98
500			120					10,95

7.3.8 Amestecător tip Impeller

Domeniile de utilizare sunt: reacţii chimice, transfer termic, dizolvare, omogenizare, preparare de suspensii, absorbţie, adsorbţie, dispersii. Se foloseşte la viteze periferice de maxim 10,6 m/s, turaţii cuprinse între 20 şi 630 rot/min şi vâscozităţi dinamice ale fluidului de curgere mai mici de 20 Pa.s. Direcţia de curgere a mediului de lucru este verticală. Aceste amestecătoare se execută în două variante: nedemontabile (fig.7.24) şi demontabile.

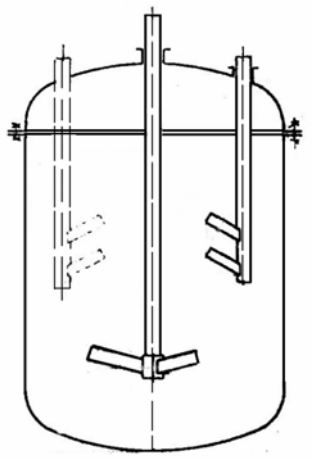


Fig.7.24

Amestecătoarele tip Impeller se folosesc numai la recipiente prevăzute cu spărgătoare de vârtej; orientarea braţelor spărgătoarelor de vârtej (în sus sau în jos) depinde de particularităţile procesului de amestecare.

In afara acestor amestecătoare standardizate în practică se întâlnesc şi alte tipuri produse de diferite firme. Dintre acestea amintim amestecătoarele: MIG, INTERMIG, tip dispersor, tip melc, cu bandă elicoidală, etc.

In tabelul 7.19 se prezintă câteva recomandări pentru alegerea amestecătoarelor în funcţie de scopul operaţiei de amestecare.

Tabelul 7.19

Scopul operaţiei	Tip amestecător	Tip de aparat	Regim hidrodinamic
Amestecarea sistemelor eterogene solid-lichid în scopul: - obţinerii suspensiilor - dizolvării - agitării eficace în reactoare chimice	- cu paletă - cu 2 braţe - cu 3 braţe emailate - cu braţe înclinate	cu şicane vertical cu /fără şicane	Turbulent
	- cu 3 braţe - cu 6 braţe - tip elice	cu tub central de circulaţie	Laminar
	- lent tip şnec, elicoidal, ancoră emailată	cu /fără tub central de circulaţie	

7.4 Alegerea şi verificarea cuplajului

7.4.1 Alegerea cuplajului

Legătura între motoreductor şi arborele amestecătorului se realizează cu ajutorul unui cuplaj elastic cu bolțuri tip N (fig.7.25), cu semicuple executate în variantă P.

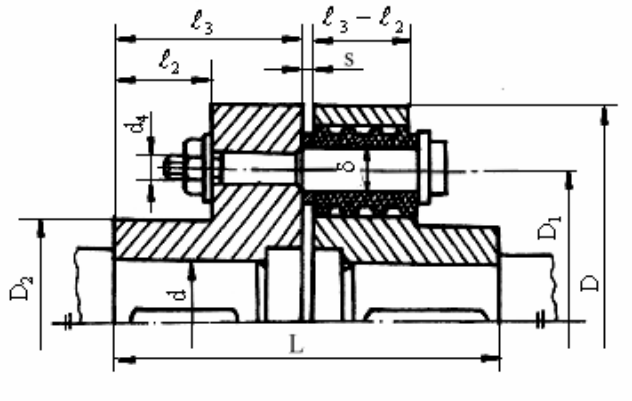


Fig. 7.25

Dacă momentul de torsiune pe care trebuie să-l transmită cuplajul este M_{tc} (v. relația 7.2), datorită şocurilor care apar la pornire precum şi a unei funcționări neuniforme, alegerea din STAS 5982-79 a cuplajului (tabel 7.20) se face luându-se în considerare un moment nominal, M_n.

$$M_n = c_s \cdot M_{tc} \quad [Nmm] \tag{7.8}$$

în care c_s = 1,65, este coeficient de serviciu.

Tabelul 7.20

Mărime cuplaj	M_n [Nm]	Semicuplă P d [mm]	Dimensiuni constructive [mm]							n buc
			l_2	l_3	d_4	D	D_1	D_2	s	
1	20	10...15	14	32	M6	88	62	40	2	4
2	45	10...24	19	37	M6	98	71	48	2	4
3	112	12...31	24	42	M6	112	85	62	1	6
4	236	15...41	34	52	M6	127	100	76	3	10
5	500	15...54	33	63	M8	158	118	84	3	8
6	900	32...59	48	78	M8	180	140	105	3	12
7	1500	32...70	64	94	M8	212	172	130	4	16

Diametrul bolțului "δ" nespecificat în standard se adoptă în funcție de capătul lui filetat $\delta = 1{,}5 \cdot d_4$.

7.4.2 Verificarea cuplajului

Bolțurile se verifică la :

- *presiunea de contact*, între manşoanele de cauciuc şi bolț :

$$p = \frac{F_1}{\delta \cdot (\ell_3 - \ell_2)} \cdot \frac{4}{\pi} \le p_{as} \tag{7.9}$$

$$p_{as} = (1...3)\ MPa$$

unde:

$$F_1 = \frac{2 M_n}{D_1 \cdot n} \quad [\text{N}], \tag{7.10}$$

în care: M_n - momentul nominal, N.mm ;

D_1 - diametrul de aşezare a bolțurilor, mm (v. tabelul 7.19) ;

n - numărul de bolțuri (v. tabelul 7.19).

- *încovoiere*, în secțiunea de încastrare în semicuplă, pentru bolțuri executate din OLC 45 sau OLC 60 :

$$\sigma_i = \frac{32 F_1 \left(\frac{\ell_3 - \ell_2}{2} + s \right)}{\pi \cdot \delta^3} \le \sigma_{ai} \tag{7.11}$$

$$\sigma_{ai} = (90...100)\ MPa$$

Dacă dimensiunea adoptată pentru diametrul bolțului "δ" nu verifică vreuna din relațiile de mai sus, se poate majora până la $\delta = 2d_4$.

8. MONTAREA ŞI EXPLOATAREA RECIPIENTELOR SUB PRESIUNE

8.1 Montarea, proba şi punerea în funcțiune a recipientelor sub presiune

Executate în strictă conformitate cu instrucțiunile tehnice elaborate de întreprinderea constructoare, în baza prevederilor normelor ISCIR, lucrările de montare în instalație a recipientelor sub presiune se desfăşoară potrivit proiectelor de montaj care trebuie să precizeze :

- amplasamentul recipientului în cadrul instalației ;
- sistemele de sprijinire şi fixare ;
- echipamente anexe ;
- sisteme de protecție şi siguranță.

Recipientele stabile sub presiune se instalează astfel încât să se poată efectua, în bune condiții, deservirea, curățirea părților interioare şi exterioare, repararea şi verificarea lor ; toate recipientele sub presiune vor fi prevăzute cu placă de timbru, montată la loc vizibil .

Recipientele sub presiune se prevăd, după caz, cu scări şi platforme care asigură buna deservire, repararea şi verificarea lor.

Suprafețele exterioare se protejează, încă de la montaj, contra coroziunii atmosferice sau a mediului în care acestea lucrează. Recipientele sub presiune se instalează astfel încât să nu fie posibilă răsturnarea lor.

Montajul propriu-zis al recipientului constă în ridicarea, centrarea şi fixarea acestuia pe fundație. După efectuarea operațiilor de control se face fixarea definitivă a recipientului, prin şuruburile de ancorare şi suporturile acestuia.

8.2 Tehnica securității muncii privind instalațiile mecanice sub presiune

La proiectarea instalațiilor mecanice sub presiune se vor prevede dispozitivele de siguranță şi aparatele de măsură şi control necesare, care să permită exploatarea acestor

instalații în condiții de securitate a muncii.

Materialele folosite pentru construirea şi repararea elementelor instalațiilor mecanice sub presiune vor corespunde, în privința condițiilor tehnice, regulilor pentru verificarea calității, marcării şi livrării, instrucțiunilor tehnice ale Inspecției pentru cazane, recipiente sub presiune şi instalații de ridicat, precum şi standardelor de stat în vigoare.

Procesele tehnologice, inclusiv operațiile de control ce trebuie respectate la construirea şi repararea instalațiilor mecanice sub presiune, vor fi prevăzute în proiectele respective.

Conductele îmbinate cu flanşe, prin care se transportă lichide sub presiune ce pot provoca arsuri, vor fi prevăzute cu manşoane de protecție.

Condițiile de amplasare a instalațiilor mecanice sub presiune vor ține cont de condițiile de prevenire a incendiilor.

Proba de presiune la încercare, conform documentelor de execuție, se va face după construire, reparare, periodic la scadențe şi ori de câte ori condițiile de securitate impun efectuarea acestei operații.

Exploatarea instalațiilor mecanice sub presiune se va face în conformitate cu instrucțiunile întocmite de beneficiar şi proiectant, cu respectarea normelor tehnice ISCIR.

BIBLIOGRAFIE

1. Aldea, M. - *Cazane de abur şi recipienţi sub presiune. Îndrumar*, Ed. tehnică, Bucureşti, 1982.

2. Bănescu, A., ş.a. - *Sistematizarea calculelor aparatelor în industria chimică*, Ed. tehnică, Bucureşti, 1977

3. Banu C., ş.a. - *Procese hidrodinamice şi utilaje specifice*, vol. I., Ed. Uni-Press C-68, Bucureşti,2000.

4. Cioclov, D.D. - *Recipienţi sub presiune, Ed. Academiei*, Bucureşti, 1983.

5. Crudu, I., ş.a. - Recipiente şi aparate tubulare. Atlas. Date de proiectare. Ediția II-a, vol.I, Galați. 1994.

6. Iordache, Gh., ş.a. – Utilaje pentru industria chimică şi petrochimică, E.D.P., Bucureşti, 1982

7. Jâşcanu, M., Bîrsan, I.G., ş.a. - *Supape de siguranță pentru recipiente sub presiune*, Galați, 1993.

8. Jinescu, V. V. - *Utilaj tehnologic pentru industrii de proces, vol. 3*, Editura tehnică, Bucureşti, 1988.

9. Jinescu, V. V. - *Utilaj tehnologic pentru industrii de proces, vol. 4*, Editura tehnică, Bucureşti, 1989.

10. Jinescu, V.V., ş.a. – *Elemente constructive pentru dispozitive de amestecare*, Universitatea "Politehnica" Bucureşti, 1993..

11. Palade, V., Panțuru, D. - *Recipienți şi aparate tubulare, vol.1. Recipiente cilindrice verticale cu amestecător*, Indrumar de proiectare, Galați, 1996.

12. Palade, V., ş.a. – *Recipiente şi aparate tubulare, Ed. Semne*, Bucureşti, 2000

13 Palade, V., ş.a. –*Bazele proiectării reductoarelor*, Ed. Fundației universitare "Dunărea de Jos" Galați, 2000.

14. Panțuru, D. - *Proiectarea utilajului din industria alimentară*, vol.I, Galați, 1980.

15. Panțuru, D. - *Recipienți şi aparate tubulare. Exemple de calcul mecanic*. Galați, 1990.

16. Pavel, A. - *Elemente de inginerie mecanică*, EDP, Bucureşti, 1981

17. Pavel, A., ş.a. - *Protecția antiexplozivă a instalațiilor tehnologice, vol.I*. Editura tehnică, Bucureşti, 1989.

18. Poşchină, I., ş.a. - *Armături industriale*. Editura tehnică, Bucureşti, 1991.

19. Renert, M. - *Calculul şi construcția utilajului chimic vol.I*, Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1971.

20. Ştefănescu, I., ş.a. - *Recipiente sub presiune în construcție sudată*. Indrumar de proiectare, Galați, 1991.

21. * * * - *Prescripții tehnice ISCIR*, C4 - 83.

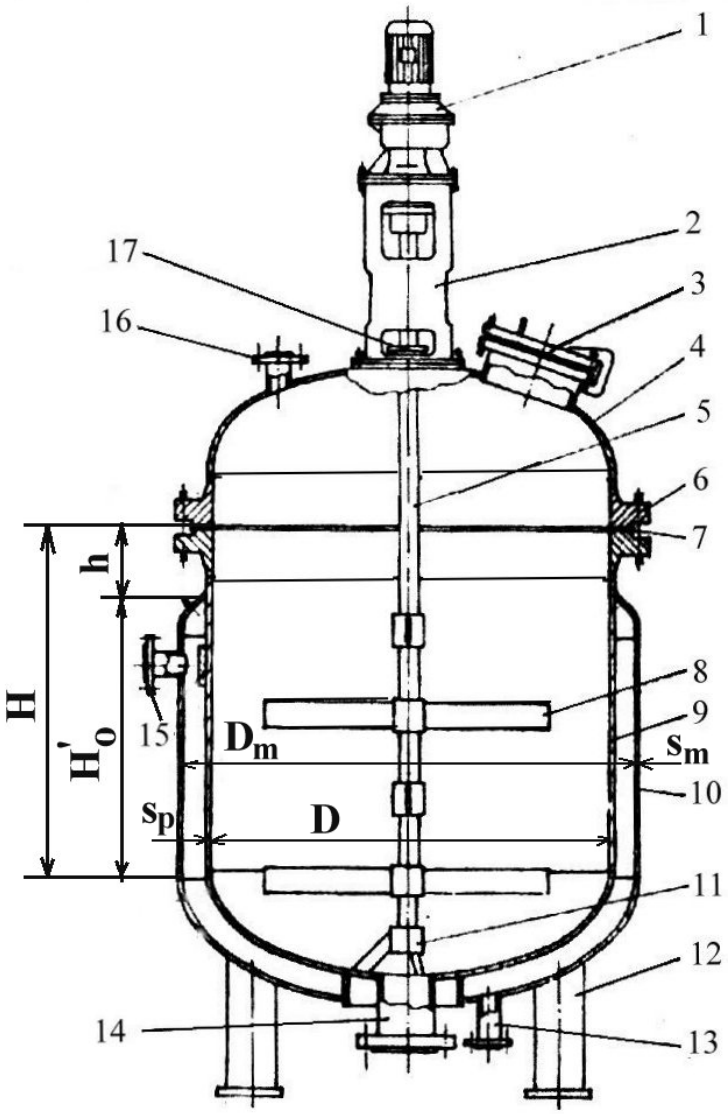
22. * * * - *Prescripții tehnice ISCIR*, C37 - 83.

23. * * * - *Prescripții tehnice ISCIR*, C7 - 92.

24. * * * - *Colecția STAS „Maşini şi utilaje pentru industria alimentară”*.

25. * * * - *Colecția STAS „Maşini şi utilaje pentru chimie”*.

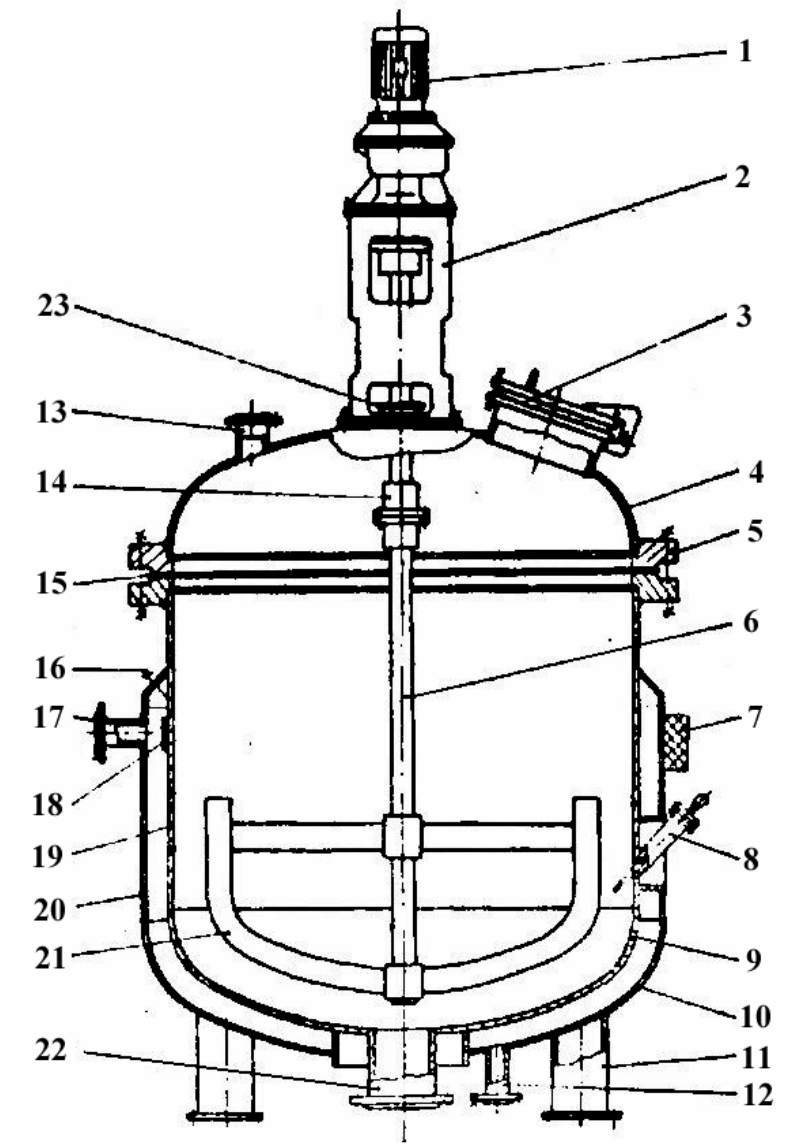
ANEXE



Anexa 1

Recipient sub presiune cu amestecător cu brațe multiple

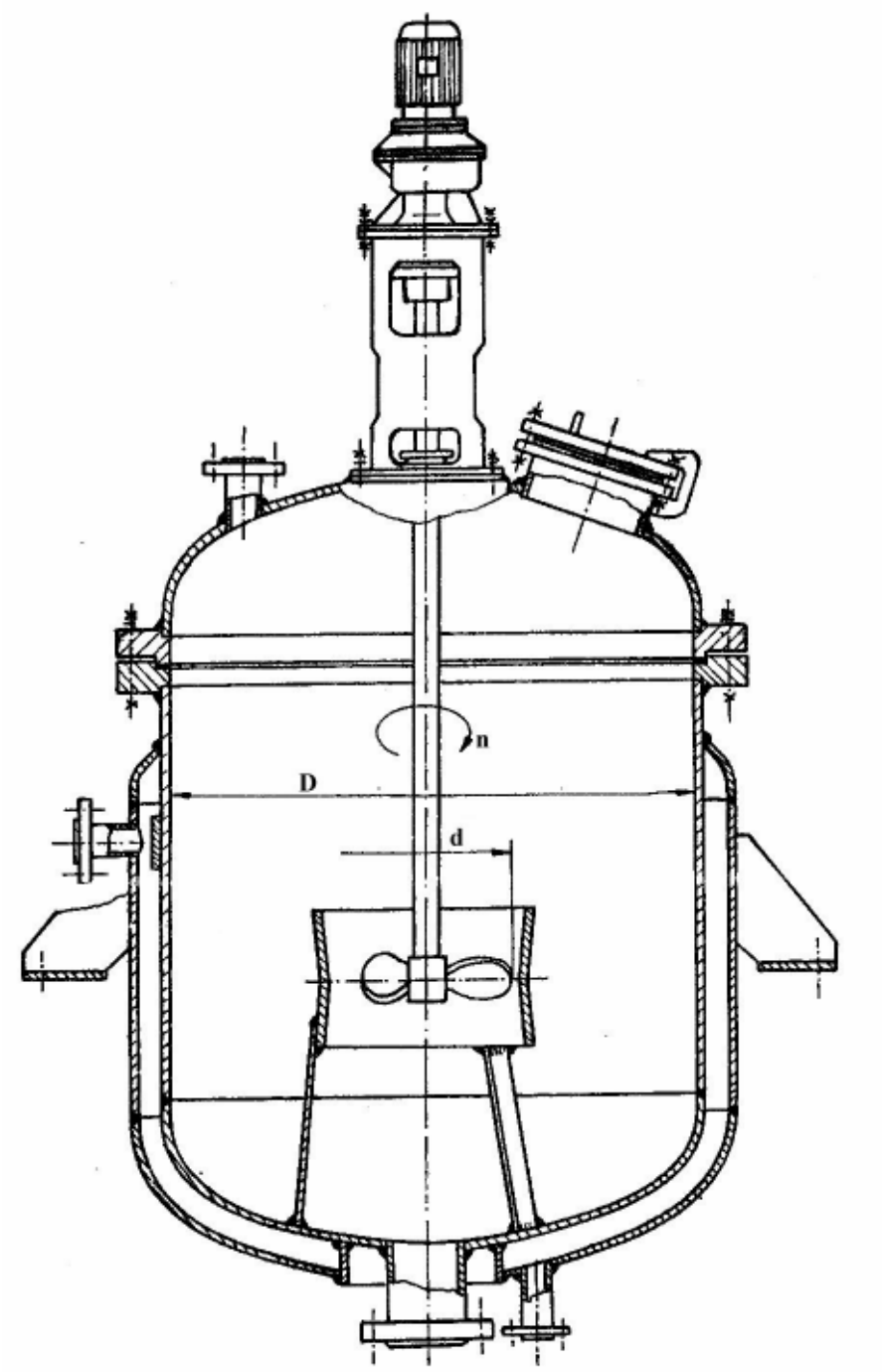
1 – motoreductor; 2 – suport; 3 – gură de verificare; 4 – capac; 5 – arbore; 6 – flanşă; 7 - garnitură; 8 – amestecător; 9 – corp recipient; 10 – corp manta; 11 – lagăr de fund; 12 – suport; 13 – racord evacuare condensat; 14 – racord de golire; 15 –racord pentru intrarea agentului termic; 16 – racord alimentare; 17 – dispozitiv de etanşare



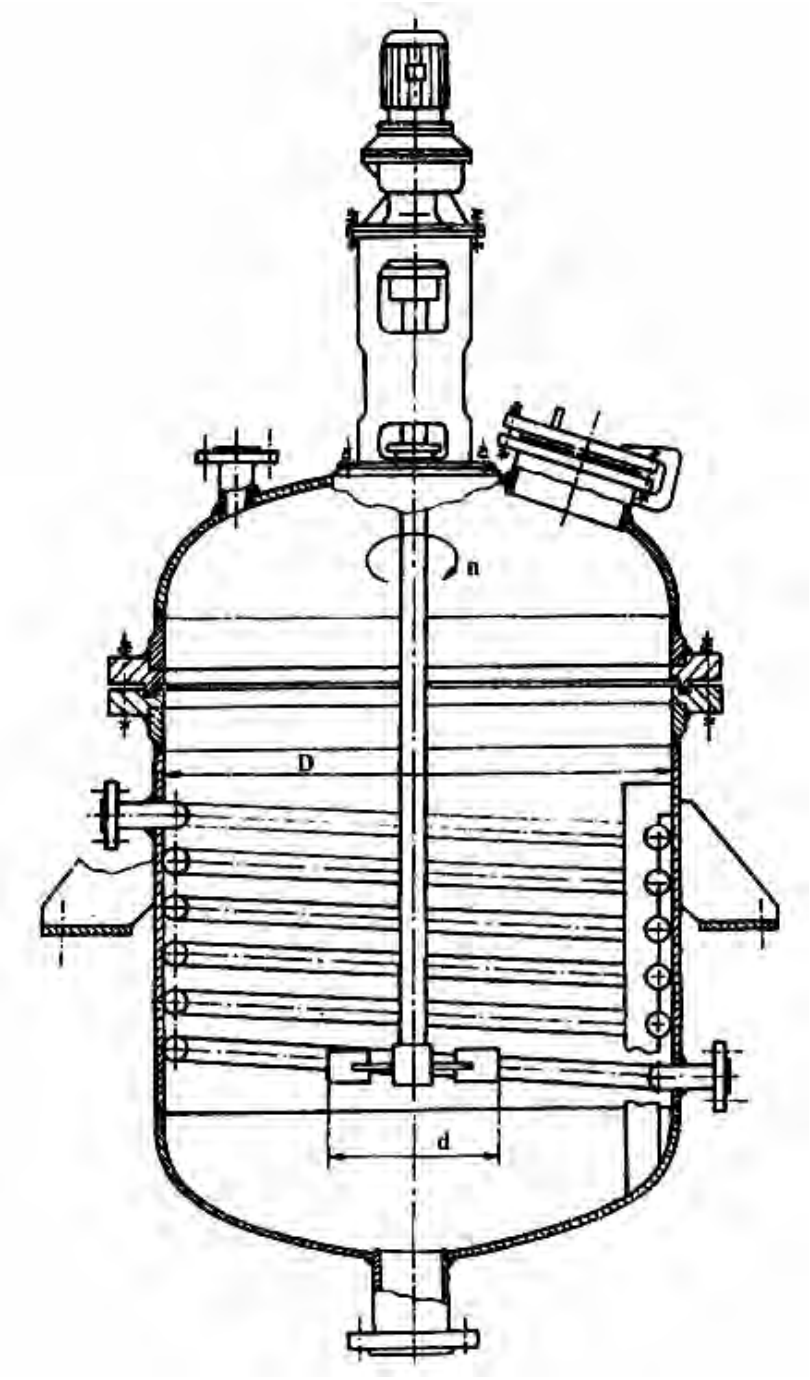
Anexa 2

Recipient sub presiune cu amestecător tip ancoră

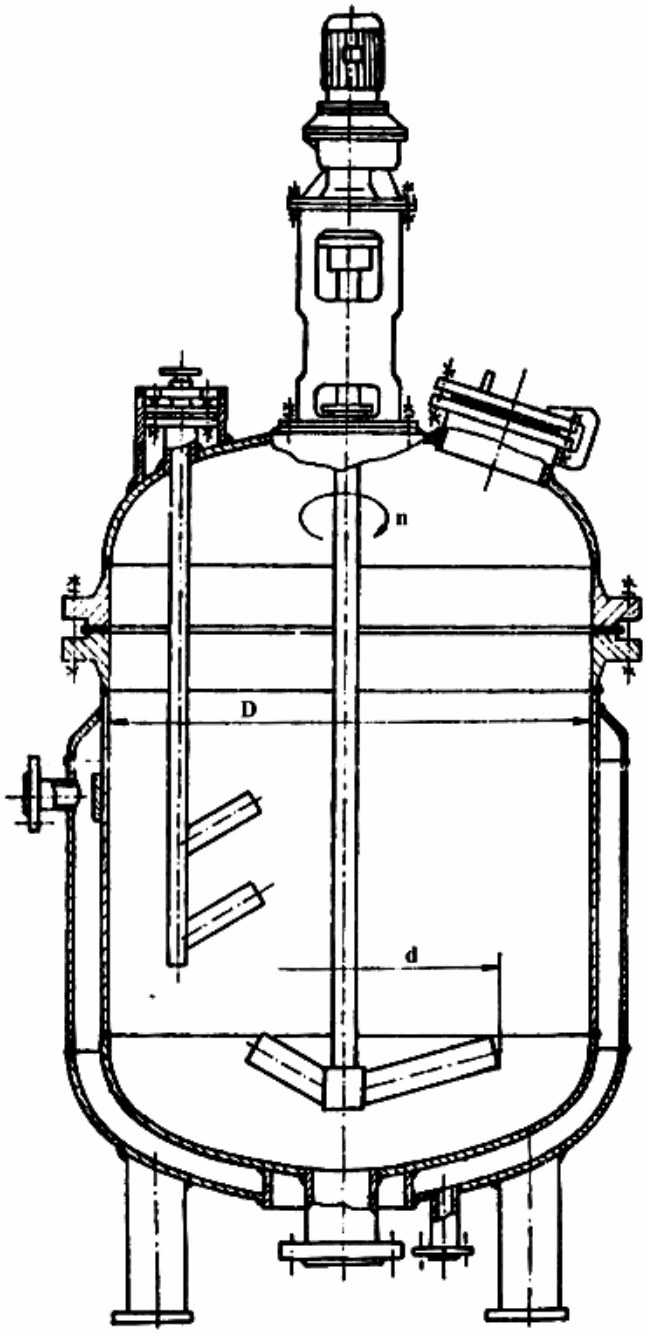
1 – motoreductor; 2 – suport; 3 – gură de verificare; 4 – capac; 5 – flanşă plată cu suprafață de etanşare – plană cu umăr; 6 – arbore; 7 – izolație termică; 8 – teacă pentru termometru; 9 – fund recipient; 10 – fund manta; 11 – suport tip picior; 12 – racord pentru evacuarea condensatului; 13 – racord de alimentare; 14 – cuplaj; 15 – garnitură; 16 – dop de aerisire; 17 – racord pentru intrarea agentului termic; 18 – placă deflectoare; 19 – corp recipient; 20 – corp manta; 21 – amestecător tip ancoră; 22 – racord de golire; 23 – dispozitiv de etanşare



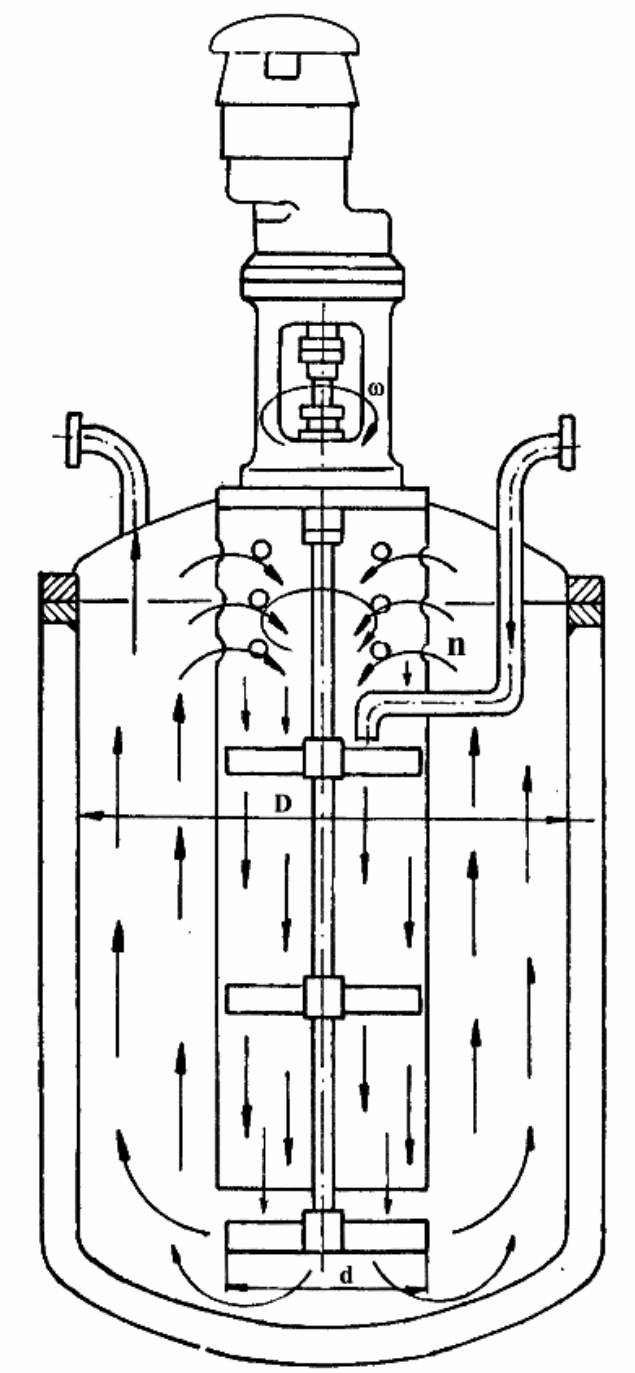
Anexa 3
Reactor vertical prevăzut cu amestecător mecanic rotativ tip elice cu tub de tiraj



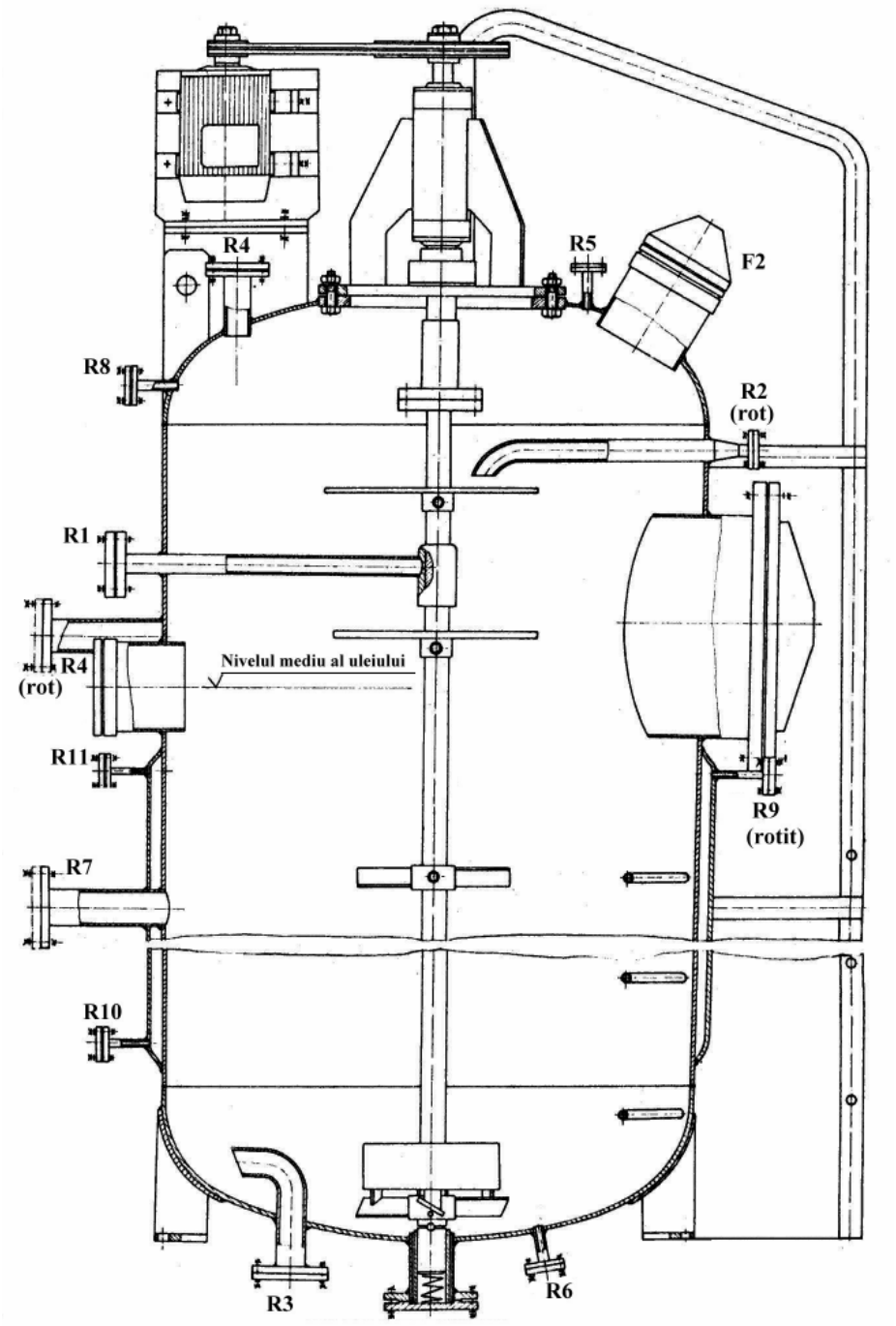
Anexa 4
Recipient sub presiune, cu serpentină interioară de încălzire
şi amestecător mecanic rotativ tip turbină



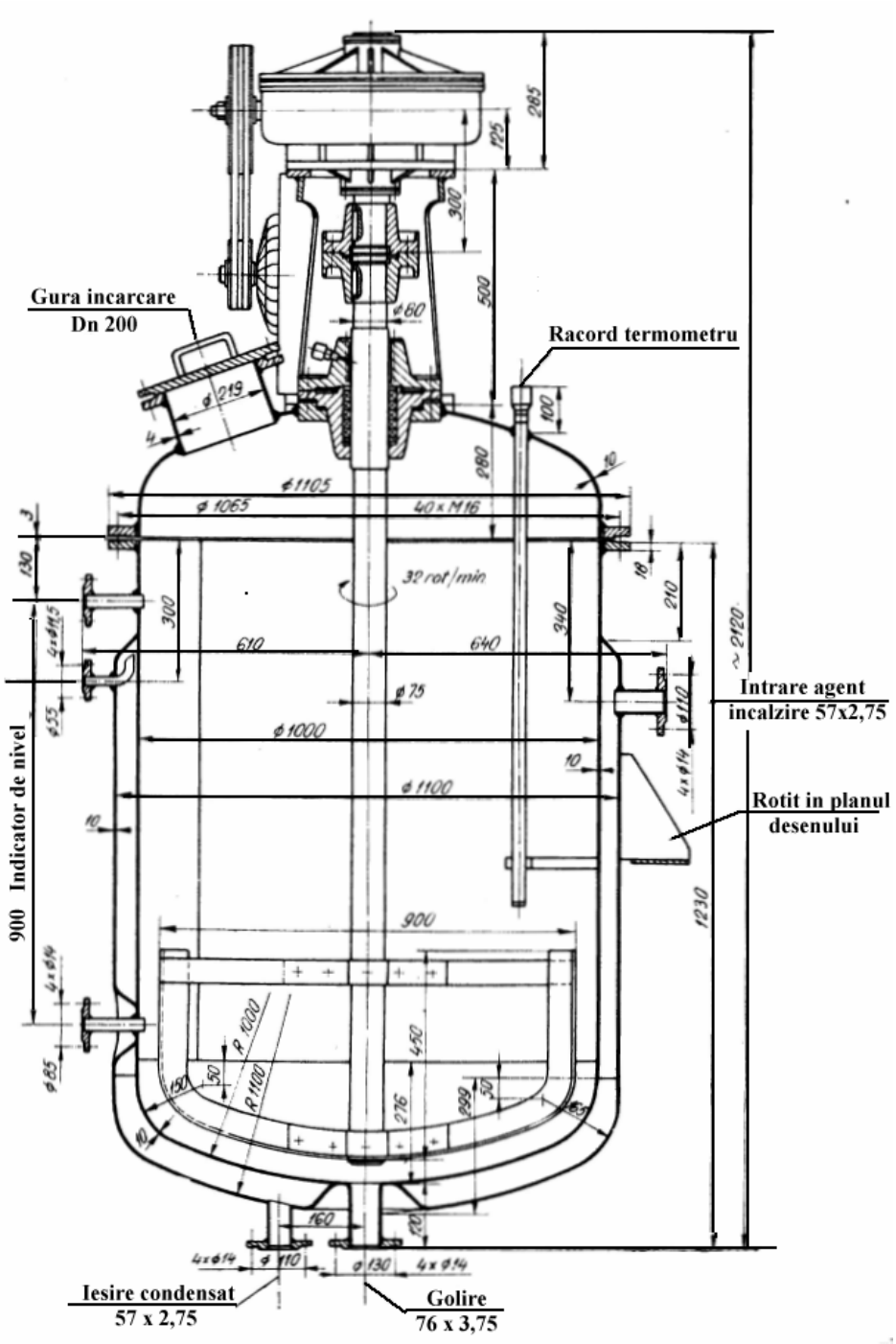
Anexa 5
Recipient sub presiune prevăzut cu amestecător tip Impeller
și spărgător de vârtej



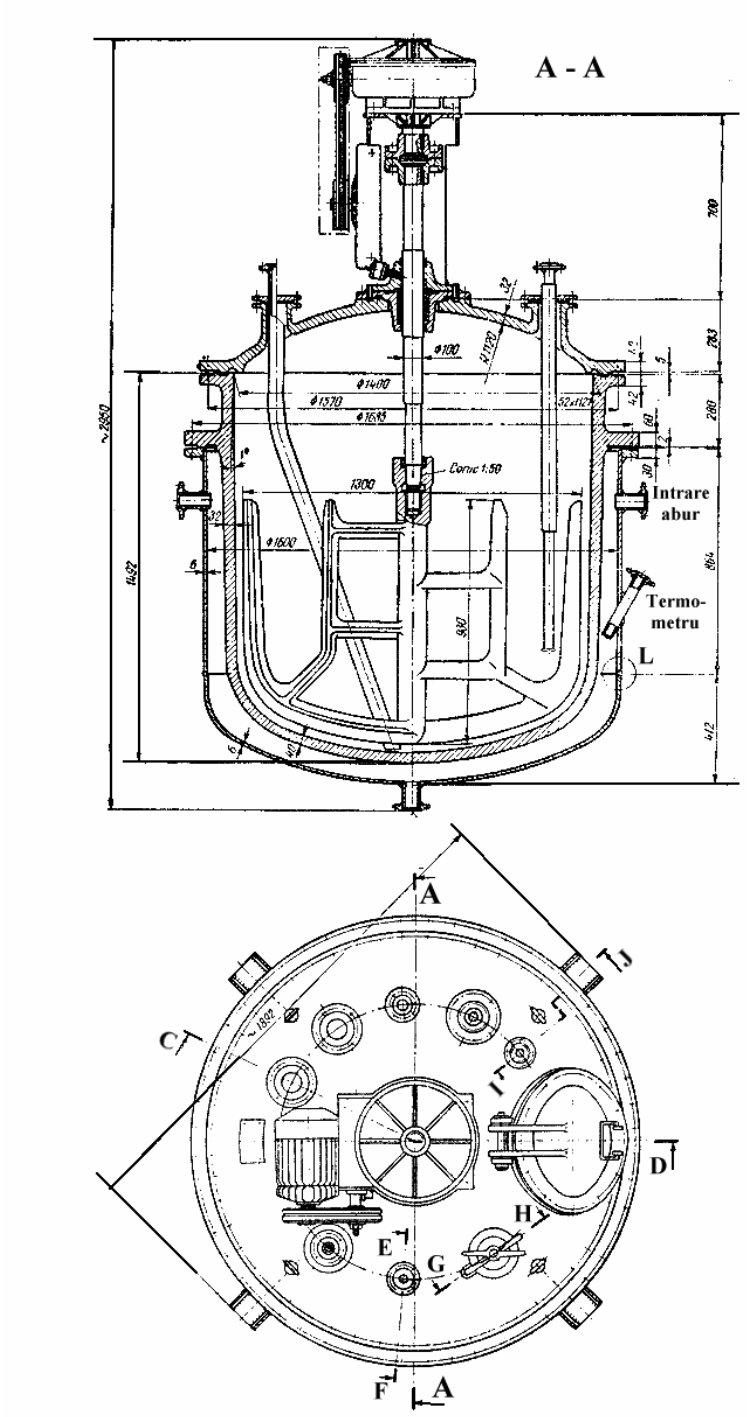
Anexa 6
Recipient sub presiune cu amestecător cu brațe multiple și tub de tiraj



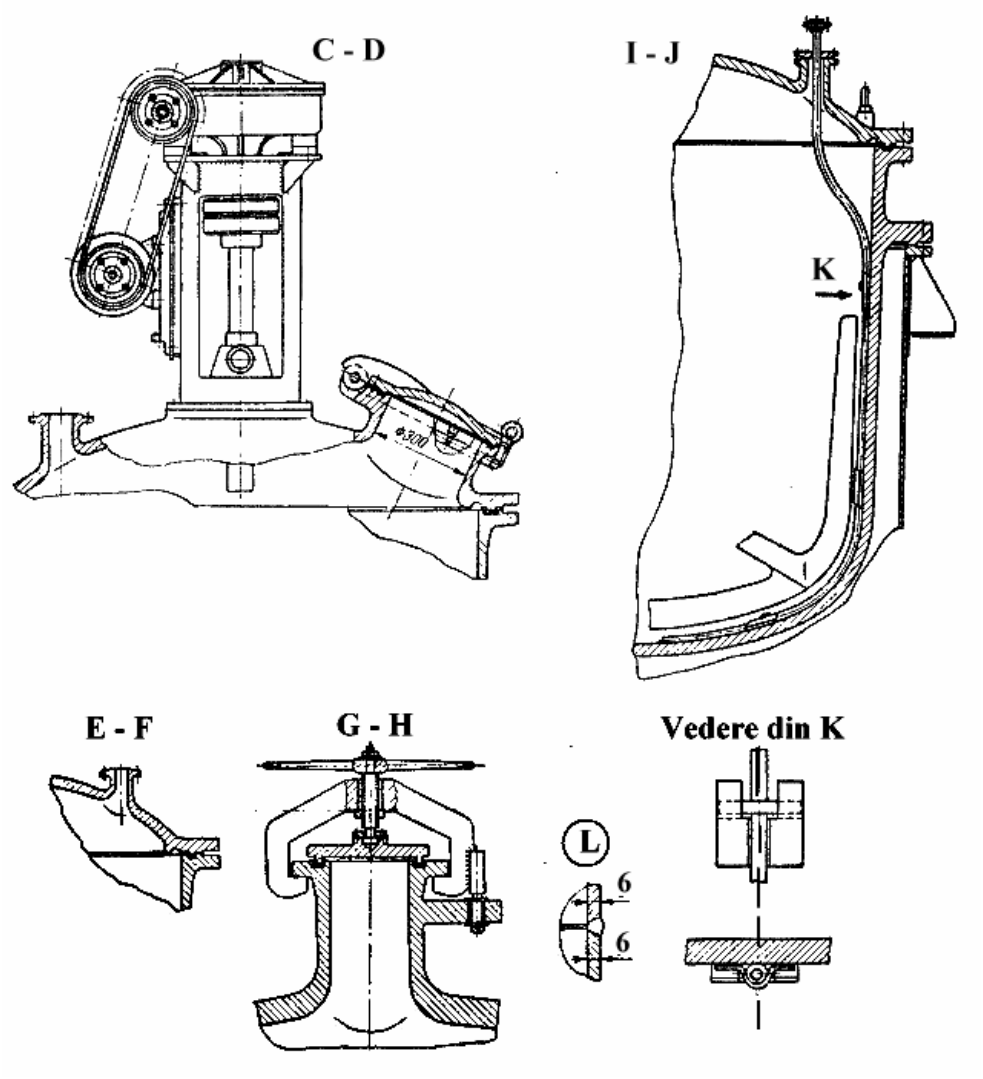
Anexa 7
Recipient utilizat la decolorarea preliminarã a uleiului vegetal



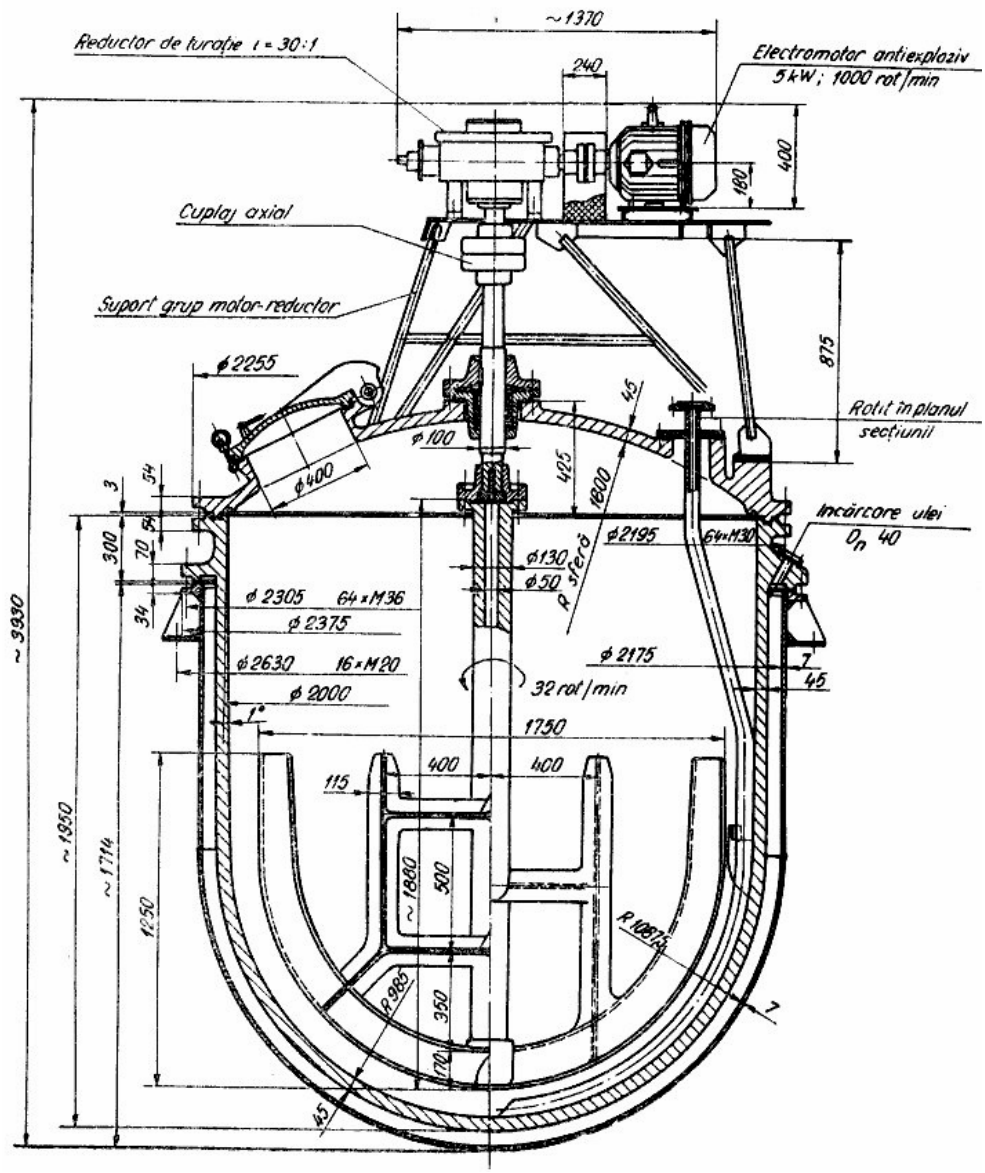
Anexa 8
Recipient sub presiune din oțel-carbon cu amestecător tip ancoră



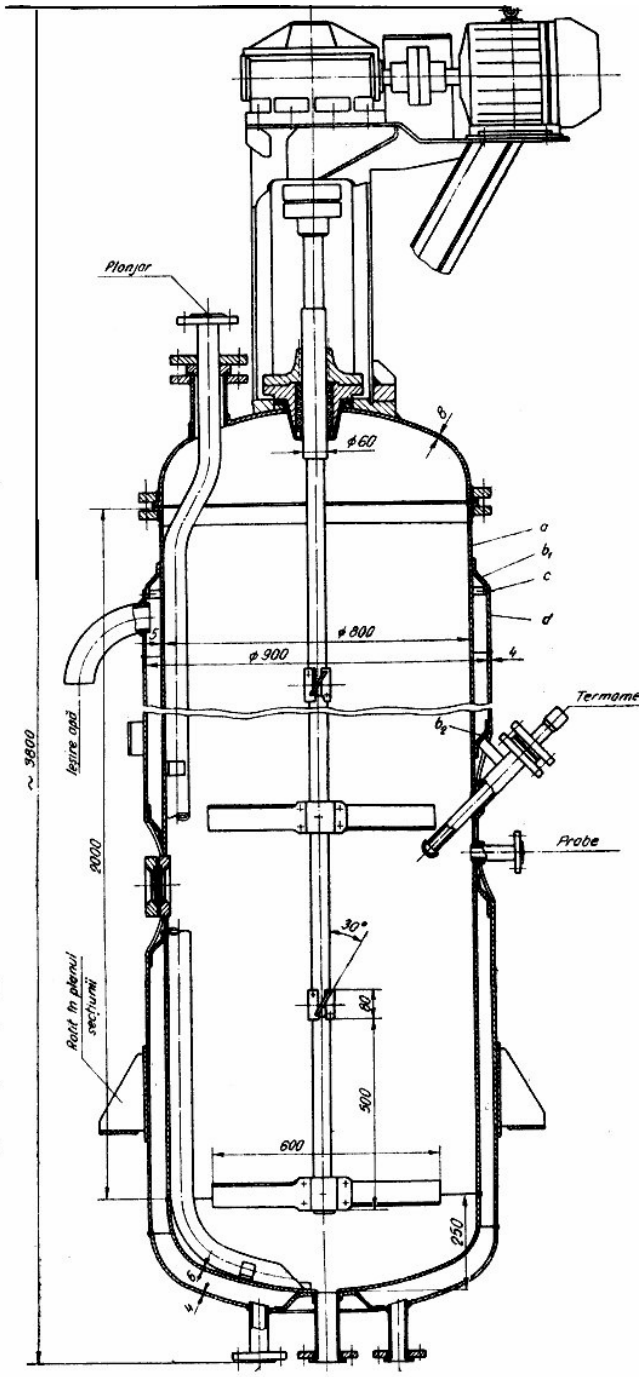
Anexa 9a
Vas de reacţie din fontă cenuşie



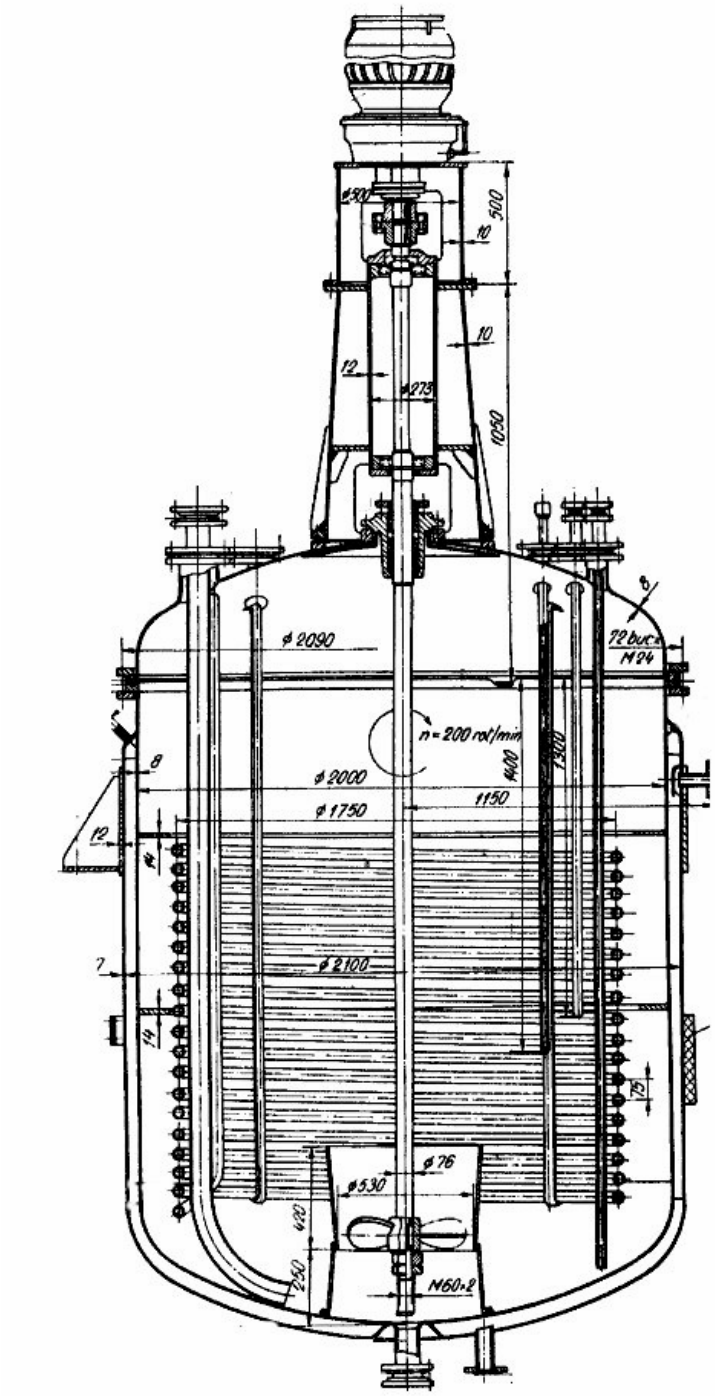
Anexa 9b
Vas de reacție din fontă cenușie (detalii fig. A9a)



Anexa 10
Reactor 5000 l din fontã cenuşie cu amestecãtor tip ancorã



Anexa 11
Reactor din cupru cu amestecător cu brațe



Anexa 12
Reactor 8000 l din oțel anticorosiv cu amestecător tip elice